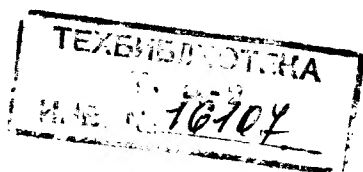


VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Смешивающие подогреватели паровых турбин



МОСКВА · ЭНЕРГОИЗДАТ · 1982

Авторы: Ермолов В. Ф., Пермяков В. А., Ефимочкин Г. И.,
Вербицкий В. Л.

Рецензент Г. В. Гинсбург

Смешивающие подогреватели паровых турбин/
С 50 В. Ф. Ермолов, В. А. Пермяков, Г. И. Ефимочкин,
В. Л. Вербицкий. — М.: Энергоиздат, 1982. — 208 с.,
ил.

60 к.

Рассмотрены вопросы проектирования и эксплуатации систем регенерации паротурбинных установок электростанций со смешивающими подогревателями. Освещены особенности схем включения таких подогревателей, описаны варианты их конструктивного выполнения. Приведена методика расчета технико-экономической эффективности. Даны рекомендации по их эксплуатации и применению для турбин большой мощности.

Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и эксплуатацией вспомогательного оборудования.

С 2303020100-508
051(01)-82 33-82

ББК 31.363
6П2.23

© Энергоиздат. 1982

ПРЕДИСЛОВИЕ

В Советском Союзе около 85% электроэнергии вырабатывается на тепловых электростанциях, использующих органическое и ядерное топливо. Нарращивание их мощностей осуществляется преимущественно за счет применения энергоблоков с прогрессивно возрастающей единичной мощностью.

На мощных отечественных ГРЭС, ТЭЦ и АЭС сейчас находится в эксплуатации около 400 энергоблоков с турбоагрегатами единичной мощностью 160, 200, 300, 500 и 800 МВт. В конце 1980 г. на Костромской ГРЭС введен в эксплуатацию головной энергоблок мощностью 1200 МВт с одновальной турбиной К-1200-240. Максимальная единичная мощность действующих энергоблоков АЭС достигла 1000 МВт, и уже в ближайшие годы она возрастет до 1500—2000 МВт. Поэтому одной из важнейших народнохозяйственных задач является повышение экономичности и надежности работы всего комплекса оборудования тепловых электростанций, работающих на органическом и ядерном топливе. Так как термические КПД, достигнутые в основных агрегатах энергоблока — парогенераторе и паровой турбине, близки к предельным, повысить экономичность современной паротурбинной установки можно главным образом за счет совершенствования вспомогательного оборудования. В первую очередь это относится к поверхностным подогревателям низкого давления, основными недостатками которых являются:

развитая поверхность соприкосновения металла с водой и паром, что приводит к загрязнению указанных сред окислами металлов или требует выполнения поверхности нагрева подогревателей из дефицитных и дорогостоящих нержавеющих сталей или медно-никелевых сплавов;

недогрев основного конденсата до температуры насыщения греющего пара вследствие термического сопро-

тивления металла стенок трубок и присутствия неконденсирующихся газов в греющем паре;

пониженная надежность из-за частого повреждения трубок;

высокая стоимость и большая трудоемкость изготовления.

Этих недостатков практически лишены смешивающие подогреватели, в которых конденсат нагревается при непосредственном контакте с паром. Однако их внедрению в отечественную теплоэнергетику до недавнего времени препятствовало практически полное отсутствие соответствующей методики расчета, опыта конструирования и эксплуатации смешивающих подогревателей низкого давления в системах регенерации паротурбинных установок. Не имелось также и достаточной информации об их использовании на тепловых электростанциях за рубежом. Поэтому начатые независимо друг от друга Центральным котлотурбинным институтом им. И. И. Ползунова (ЦКТИ) и Всесоюзным теплотехническим институтом им. Ф. Э. Дзержинского (ВТИ) работы по проектированию смешивающих подогревателей для систем регенерации крупных серийных паротурбинных установок и схем их включения базировались исключительно на результатах собственных экспериментальных и проектно-конструкторских исследований.

Изготовление первых смешивающих подогревателей низкого давления для турбин К-300-240 и их установка взамен аппаратов поверхностного типа по проектам указанных институтов первоначально осуществлялись децентрализованно — силами ремонтного персонала электростанций. Так же проводили и освоение в эксплуатации реконструированных энергоблоков. При этом в отдельных случаях реализации разработок не удалось избежать ошибок, приведших к авариям и даже разрушению турбин.

В то же время освоение и совершенствование смешивающих подогревателей на действующих энергоблоках 300 МВт, специальные тепловые, гидравлические и динамические испытания комбинированных систем регенерации низкого давления с этими подогревателями позволили институтам накопить и обобщить материалы, разработать единые типовые схемы включения и типовые конструкции смешивающих подогревателей. Научно-техническим советом Минэнерго СССР в 1975 г. данные

решения были одобрены и рекомендованы для применения в схемах регенерации конденсационных турбоустановок большой мощности.

К началу 1981 г. на 35 отечественных энергоблоках мощностью 300 МВт с турбинами К-300-240 эксплуатировались комбинированные системы регенерации низкого давления, включающие один или два смешивающих подогревателя (25 выполнены по проектам ЦКТИ и 10 — по проектам ВТИ). На базе этого опыта уже разработаны и начали внедряться проекты комбинированных систем регенерации со смешивающими вакуумными подогревателями для энергоблоков мощностью 500, 800 и 1000 МВт для электростанций, использующих органическое и ядерное топливо.

Вместе с тем в научно-технической литературе отсутствуют обобщающие материалы по применению смешивающих подогревателей в системах регенерации паротурбинных установок электростанций, что сдерживает их эффективное и широкое использование. Задача данной книги — в известной мере восполнить этот пробел.

Основные материалы книги являются оригинальными и проверенными в ходе эксплуатации и специальных испытаний, проведенных на ряде энергоблоков 300 МВт. В книге рассмотрены результаты исследований тепло-массообмена при конденсации пара на струях воды, проведенных на стенде ЦКТИ, используемые при проектировании смешивающих подогревателей низкого давления (ПНД).

Проекты систем регенерации со смешивающими ПНД, испытанных ВТИ, были разработаны в СКБ ВТИ (М. Д. Бельферманом, А. М. Чулковым, Р. П. Кирилловой). В книгу также включены результаты испытаний конденсатных и питательных насосов, проведенных в ЦКТИ (Н. Н. Трифионовым) и УралВТИ (В. Е. Чертурко).

Большую помощь при освоении систем регенерации со смешивающими ПНД оказали работники Каширской, Ироидской, Литовской ГРЭС, Ленинградского Металлического завода им. XXII съезда КПСС, а также Конаковской ГРЭС, на которой в 1969 г. был пущен первый в СССР энергоблок мощностью 300 МВт со смешивающим подогревателем в схеме, Киришской ГРЭС, на одном из блоков которой были проведены межведомственные динамические испытания комбинированной си-

системы регенерации со смешивающими подогревателями, и Кармановской ГРЭС, на которой были проведены испытания трех вариантов схем включения смешивающих подогревателей.

В написании каждой главы равное участие приняли все авторы.

Авторы выражают искреннюю благодарность Г. В. Гинсбургу и канд. техн. наук Б. Г. Борисову за внимательное рецензирование и редактирование книги, и ряд ценных замечаний, которые улучшили ее качество.

Авторы признательны сотруднице ЦКТИ Г. В. Дивовой за большую помощь при подготовке рукописи к изданию. Все замечания и пожелания просьба направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоиздат.

Авторы

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТИПОВЫЕ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С ПОВЕРХНОСТНЫМИ ПОДОГРЕВАТЕЛЯМИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

1.1. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ В ЭНЕРГБЛОКАХ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Паротурбинные установки, входящие в схемы современных энергоблоков, имеют развитые системы регенеративного подогрева питательной воды [1, 2]. Особенности этих систем в мощных энергоблоках, работающих на органическом и ядерном топливе, рассмотрены на примере ряда серийных паротурбинных установок Ленинградского Металлического и Харьковского турбинного заводов (в дальнейшем ЛМЗ и ХТГЗ). В табл. 1.1 приведены основные данные о системах регенеративного подогрева питательной воды в энергоблоках с конденсационными паротурбинными установками мощностью 160—1200 МВт, а в табл. 1.2 — параметры отборного пара перед подогревателями низкого давления (ПНД).

На рис. 1.1,а показана принципиальная тепловая схема турбины К-300-240-1, выпускаемой ЛМЗ на начальные параметры пара $P_0=24$ МПа, $t_0=540^\circ\text{C}$, промежуточный перегрев пара до 540°C . Турбина является одновальной и состоит из частей высокого 1, среднего 3 и низкого давления 4, соединенных с генератором 5. После ПВД пар проходит через промежуточный перегреватель 2. Питательная вода подогревается последовательно в сальниковом подогревателе (на схеме не показан), четырех поверхностных подогревателях низкого давления III—IV, термическом деаэраторе повышенного давления IV и трех поверхностных подогревателях высокого давления (ПВД) VI—VIII.

Таблица 1.1

Турбина	Число отборов пара на регенерацию	Количество ПВД, включая деаэратор	Количество ПВД	Температура питательной воды, °С
Органическое топливо				
ЛМЗ:				
К-200-130	7	5	3	230
К-300-240-1	8	5	3	270
К-500-130	7	5	2	240
К-500-166	6	5	3	245
К-800-240-3	8	5	6*	274
К-1200-240	9	6	6*	274
ХТГЗ:				
К-160-130	8	6	3	230
К-300-240-2	9	6	3	275
К-500-240-2	9	6	3	275
Ядерное топливо				
ХТГЗ:				
К-220-44	8	6	3	225
К-500-65/3000	6	6	—	168
К-500-60/1500	8	5	3	226
К-500-60/3000	6	6	—	199
К-750-65/3000	6	6	—	190
К-1000-60/1500-2	7	5	3	225
ЛМЗ:				
К-1000-60(65)/3000	8	5	4*	225

*Подогреватели установлены двумя параллельными группами.

Питательная вода подается через аппараты регенеративной системы тремя группами насосов: конденсатными первой ступени $КН1$, конденсатными второй ступени $КН2$ и бустерно-питательными $Б$. Обе группы конденсатных насосов работают последовательно, без разрыва потока. Между второй ступенью конденсатных насосов и группой бустерно-питательных насосов разрыв потока происходит в деаэраторе. В $П1$ пар поступает из $VIII$ отбора по трубопроводу, на котором не установлено никакой арматуры. Конденсат греющего пара из $П1$ отводится в конденсатор 10 через гидрозатвор 11 высотой 3 м. В конденсатор же отсасывается и паровоздушная смесь из $П1$.

Подогреватели $П2$, $П3$ и $П4$ подключены соответственно к VII , VI и V нерегулируемым отборам пара, на которых установлены быстродействующие обратные кла-

паны с принудительным закрытием типа КОС и задвижки с электроприводом. Подогреватель $П3$ имеет встроенный охладитель конденсата, а $П4$ — встроенный охладитель пара. Подогреватели $П2$ — $П4$ снабжены электронными регуляторами уровня конденсата в корпусе. Конденсат греющего пара из $П4$ и $П3$ каскадно сливается в $П2$, а из него откачивается сливными насосами $СН$ в линию питательной воды. Воздух из корпусов подогревателей $П4$, $П3$ также каскадно отсасывается в $П2$,

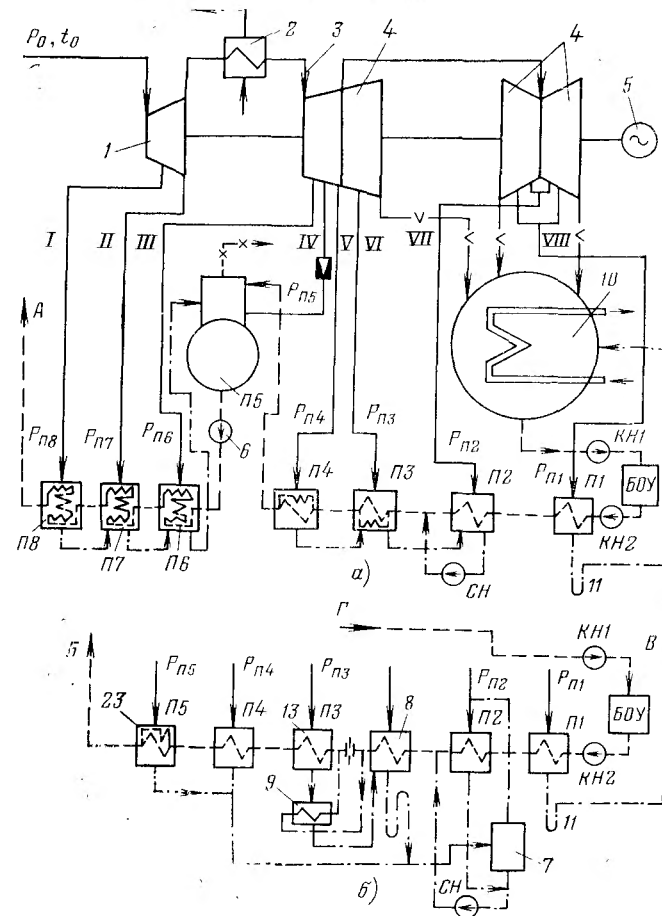


Рис. 1.1. Принципиальные тепловые схемы турбины К-300-240-1 ЛМЗ и системы регенерации низкого давления турбины К-300-240-2 ХТГЗ. 1 — конденсат в парогенератор; Б — в деаэратор; В — в конденсатор; Г — из конденсатора.

Таблица 1.2. Параметры отборного пара (давление, МПа/температура, °С) на входе в подогреватели низкого давления при номинальной электрической мощности турбогенератора

Турбина	П1	П2
К-200-130	0,025/64,56	0,118/207
К-300-240-1	0,016/56,93	0,08/134,26
К-500-130	0,02/60,09	—/103,5
К-500-166	0,021/62,32	0,107/140,26
К-800-240-3	0,021/60,7	0,11/143
К-1200-240	0,019/60,16	0,054/63,3
К-160-150	0,034/80	0,073/138
К-300-240-2	0,025/64,91	0,057/96
К-500-240-2	0,015/54,4	0,076/112,65
К-220-44	0,02/99,4	0,0534/82,5
К-500-65/3000	0,024/63,92	0,06/120
К-500-60/1500	0,0321/70,2	0,1312/106,8
К-500-60/3000	0,018/58,3	0,092/96,67
К-750-65/3000	0,022/61,9	0,1144/102,8
К-1000-60/1500-2	0,021/61,9	0,078/92,8
К-1000-60(65)/3000	0,0211/62,7	0,0577/86,3

а из него — в конденсатор. Подогреватели ПЗ и П4 имеют индивидуальное байпасирование по питательной воде, а П2 и П1 могут быть отключены по воде только вместе.

Схема регенерации низкого давления турбины К-300-240-2 ХТЗ (рис. 1.1,б) отличается от рассмотренной наличием в ней пятого подогревателя низкого давления П5, конденсатора 8 вторичного пара испарителей, в качестве которого используется типовой поверхностный подогреватель, а также расширительного бака 7 и выносного охладителя конденсата 9. В связи с установкой в схеме двух дополнительных подогревателей на каждый аппарат приходится в среднем меньшая, чем в схеме турбины ЛМЗ, тепловая нагрузка. Это обстоятельство, а также то, что тепловая нагрузка распределена между подогревателями более равномерно, чем в системе регенерации турбины ЛМЗ, по мнению авторов проекта паротурбинной установки, должно способствовать уменьшению недогрева в аппаратах. Опыт эксплуатации, однако, последнего не подтверждает.

Схема регенерации низкого давления турбины К-500-240-2 ХТГЗ (рис. 1.2,а) имеет пять включенных последовательно подогревателей низкого давления П1—П5, две группы конденсатных насосов КН1 и КН2,

температура, °С) на входе в подогреватели низкого давления при

ПЗ	П4	П5
0,254/289	0,588/390	—
0,217/239,4	0,465/308,5	—
—	—	—
0,28/227,12	0,485/285,17	—
0,265/230,32	0,55/310,41	—
0,119/150,79	0,243/218,14	0,465/281,27
0,145/200	0,46/322	0,76/384
0,219/210	0,4/274	0,657/330
0,143/167	0,271/221	0,478/284,05
0,121/104,5	0,287/431,3	0,486/150
0,13/188	0,32/138	0,57/160
0,255/127,4	0,577/156,5	—
0,181/117,18	0,396/143,25	0,66/162,35
0,2295/124	0,4956/150,8	0,781/168,6
0,295/133,1	0,555/156,4	—
0,126/107,3	0,51/152	0,857/175,2

конденсатор К, сливные насосы СН1 для закачки конденсата греющего пара из П2 и ПЗ в тракт питательной воды за П2 и насосы СН2 для подачи конденсата греющего пара из П4 и П5 также в основную линию питательной воды после П4.

Так же как и в системах регенерации турбин К-300-240, между КН1 и КН2 турбины К-500-240-2 размещены система фильтров блочной обессоливающей установки БОУ, охладитель горячего конденсата ОГК, циркулирующего в схеме охлаждения обмоток генератора, охладители паровоздушной смеси основных пароструйных эжекторов ОЭ и эжекторов отсоса этой смеси из уплотнений турбины ЭУ. Подогреватели П4 и П5 имеют встроенные охладители пара ОП4 и ОП5.

В схему питательного тракта низкого давления турбины К-800-240-3 ЛМЗ (рис. 1.2,б) входят четыре основных поверхностных подогревателя П1—П4, два сальниковых СП1 и СП2, в которых конденсируется пар паровоздушной смеси, отсасываемой из уплотнений турбины, и три группы насосов: КН1, КН2 и СН. Между П1 и СП2 включен охладитель конденсата ОК греющего пара стевых подогревателей и калориферов, поступающего

в него из приемника дренажей ПД, а также КН1 и КН2 БОУ и сальниковый подогреватель СП1 [3].

На рис. 1.3 приведена схема регенерации турбины К-1000-60/1500-2 [4]. Питательная вода подогревается в четырех последовательно включенных поверхностных П1—П4 и охладителях конденсата греющего пара ОК4 и ОК2 аппаратов П4 и П2. Оба охладителя рассчитаны

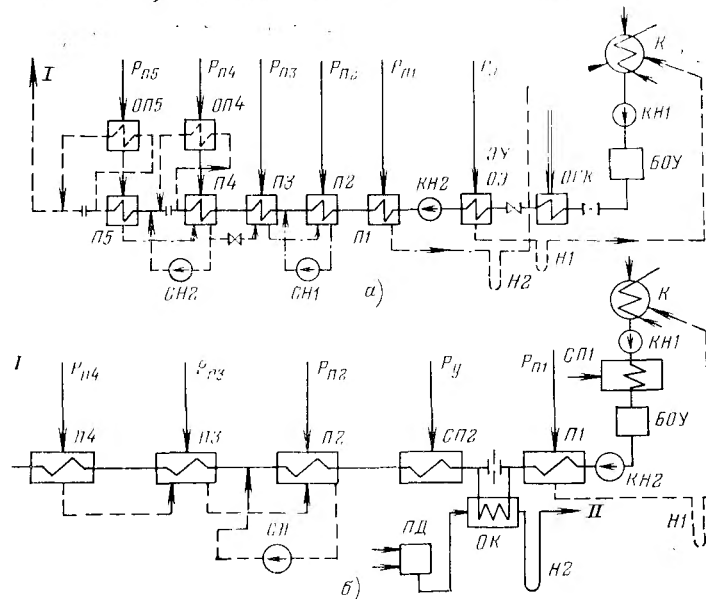


Рис. 1.2. Принципиальные схемы регенерации низкого давления турбины К-500-240-2 ХТ13 (а) и турбины К-800-240-3 ЛМЗ (б).

I — конденсат в деаэратор; II — в конденсатор; Н1, Н2 — гидрозатворы.

на пропуск части потока питательной воды. Конденсат греющего пара из П4 проходит через ОК4 и поступает в П3. Из П3 конденсат греющего пара обоих подогревателей насосами СН2 подается в линию питательной воды перед П4. Аналогичная схема использования теплоты конденсата греющего пара осуществляется на участке, включающем аппараты П2, ОК2 и П1. Конденсат греющего пара из подогревателя П1 группой сливных насосов СН1 подается в основной поток питательной воды перед П2. Для прокачки питательной воды через тракт низкого давления и конденсатоочистку КО в схеме предусмотрены две группы насосов: КН1 и КН2.

Последующий подогрев питательной воды осуществляется в деаэраторе П5 и трех последовательно включенных ПВД: П6, П7 и П8.

В подогревателях П6, П7 и П8 сбрасывается отсепарированная влага соответственно из сепаратора С, первой и второй ступеней сепараторов-пароперегревателей СПП1 и СПП2. Анализ структуры систем регенерации

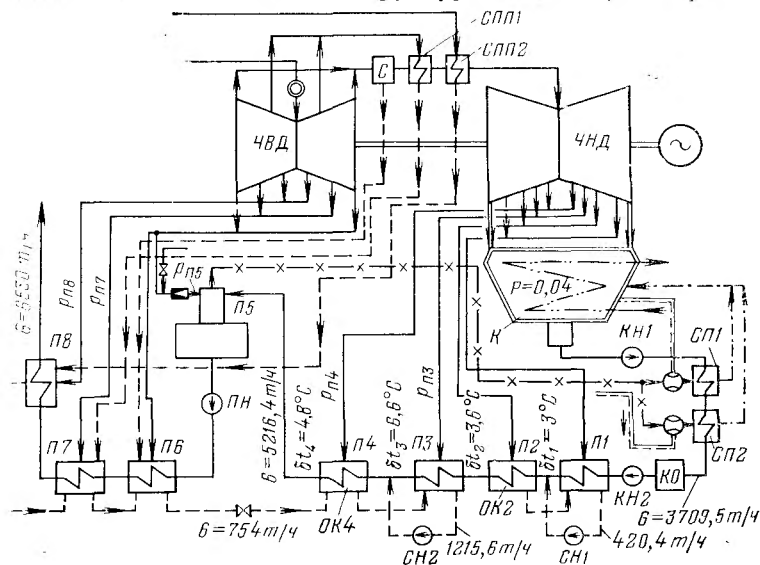


Рис. 1.3. Принципиальная тепловая схема турбины К-1000-60/1500-2 (подогревы Δt в подогревателях, расходы воды G даны для номинального режима).

низкого давления крупных серийных конденсационных паровых турбин для энергоблоков, работающих на органическом и ядерном топливе, показывает, что у них нет существенных принципиальных различий. Системы имеют две группы последовательно расположенных конденсатных насосов первой и второй ступеней, включенных последовательно без разделительной емкости. Между ними размещена блочная обессоливающая установка (или конденсатоочистка), имеющая переменное гидравлическое сопротивление. Поскольку корпуса фильтров БОУ (или КО), как правило, рассчитаны на давление 0,6 МПа, а максимальное давление, создаваемое насосами первой

ступени, составляет 0,9 МПа, перед ними устанавливаются регуляторы давления.

Общими характерными особенностями этих схем являются относительная сложность как самих схем, так и входящих в них аппаратов и арматуры; большая разветвленность вакуумной части, которая увеличивается с ростом единичных мощностей турбоагрегатов; использование теплоты перегрева пара и дренажей; высокая стоимость оборудования, растущая с увеличением единичной мощности турбоагрегатов; применение дефицитных материалов.

1.2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ПОВЕРХНОСТНЫХ ПНД

В системах регенеративного подогрева питательной воды низкого давления всех отечественных энергетических паровых турбин применяются поверхностные вертикальные подогреватели камерного типа. Общим для рассматриваемых аппаратов является:

применение гладких труб для всех зон поверхности нагрева 16×1 мм (для отдельных рядов 16×2 мм);

движение нагреваемой воды внутри труб, греющего пара — в межтрубном пространстве;

соединение концов труб поверхности нагрева с трубными досками методом вальцовки или вальцовки с приваркой концов труб к трубным доскам.

Основные параметры поверхностных подогревателей низкого давления для паровых турбин электростанций и технические требования регламентированы ОСТ 108.271.17-76 и 24.271.28-74 [5, 6].

Например, расчетные недогревы воды в подогревателях для турбин ГРЭС и ТЭЦ, работающих на органическом топливе, определены как разность между температурой насыщения, соответствующей давлению греющего пара на входе в аппарат, и температурой воды на выходе из него при номинальном тепловом потоке не должны превышать 3°C в ПНД без охладителей пара и 2°C в ПНД с охладителями пара. В действовавших ранее нормативных документах, в соответствии с которыми проектировались подогреватели для первых энергоблоков 300 и 500 МВт, значения соответственно равнялись $5-6$ и $3-4^\circ\text{C}$. Для подогревателей турбин насыщенного пара для АЭС нормированный недогрев равен $4-5^\circ\text{C}$.

На первых этапах освоения блоков со сверхкритическими начальными параметрами пара (24 МПа, $310-330^\circ\text{C}$) в трубных пучках подогревателей низкого давления применялись трубы из латуни Л-68. В дальнейшем в целях снижения загрязнения питательного пара этих энергоблоков окислами меди латунные трубы были в основном заменены трубками из нержавеющей стали ОХ18Н10Т и сплава МНЖ-5-1.

Рассмотрим особенности конструкции некоторых поверхностных ПНД, которые характерны для большинства серийных аппаратов.

Подогреватель ПН-400-26-2-IV [7] (рис. 1.4), работающий с давлением пара в корпусе ниже атмосферного, устанавливается в качестве *III* в системах регенерации низкого давления блоков 300 МВт с турбинами К-300-240 ЛМЗ. Трубный пучок в данных аппаратах набран из 1452 шт. U-образных труб, длина их прямых участков 2350 мм, длина свободных пролетов труб между направляющими перегородками составляет (сверху вниз) 1050, 670 и 500 мм.

На участке перехода пара из первого хода во второй длина свободного пролета труб превышает 1700 мм. Против парового патрубка в корпусе подогревателя установлен пароотбойный щит. По воде аппарат четырехходовой, по пару — трехходовой. Воздух отсасывается из нижней части корпуса (из зоны над уровнем воды) через перфорированную полукольцевую трубу.

Подогреватель *П2* (ПН-400-26-7-III), имеющий номинальное давление пара в корпусе 0,0835 МПа, принципиально не отличается от описанного аппарата *П1*. То же самое относится и к подогревателю *П3* (типа ПН-400-26-7-II).

Подогреватель ПН-400-26-7-I, применяемый в турбоустановках К-300-240 ЛМЗ (*П4*) и ХТГЗ (*П5*), имеет плоский охладитель пара с поверхностью нагрева 100 м^2 , через который первоначально проходит весь греющий пар.

В связи с недостаточной эксплуатационной надежностью перечисленных подогревателей и необходимостью повышения их тепловой эффективности ЦКТИ совместно с ТКЗ разработали для турбоустановок К-300-240 аппарат ПН-550, в котором кроме введения ряда усовершенствований (сокращение длин свободных пролетов труб, замена плоских фланцев воротниковыми и др.)

увеличена до 550 м² площадь поверхности теплообмена в каждом теплообменнике (для III это только зона конденсации).

Подогреватель ПП-1500-32-6-III (рис. 1.5) применяют в качестве П2 в схеме серийных блоков 800 МВт с турбинами К-800-240-2. В конструкции аппаратов П1

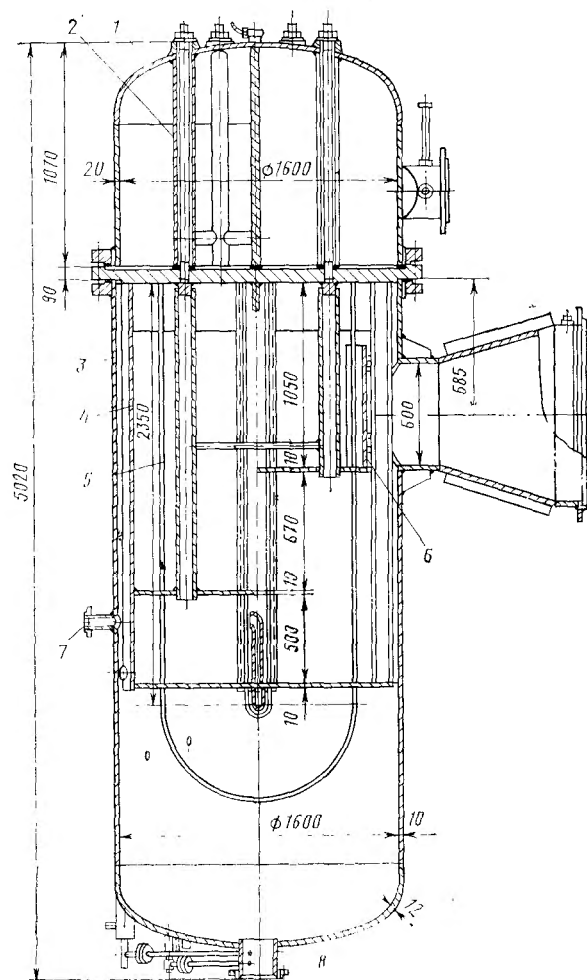
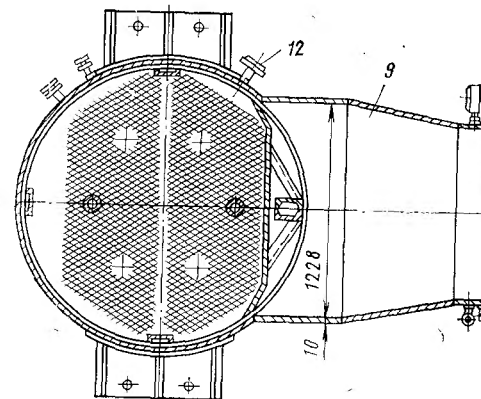
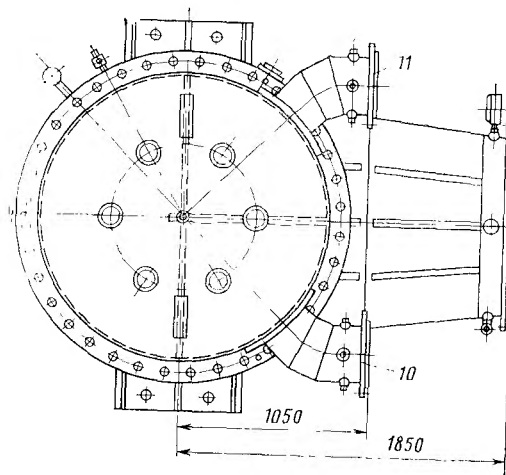


Рис. 1.4. Подогреватель ПП-100-2 6-2-IV.

1 — водяная камера; 2 — анкерная связь; 3 — корпус; 4 — каркас трубной смеси; 5 — трубки; 6 — отбойный щиток; 7 — патрубок отсоса паровоздушной смеси; 8 — патрубок отвода конденсата греющего пара; 9 — вход пара; из П2 — П4.

и П2 для данного блока основные узлы унифицированы. Подогреватели имеют сварную трубную доску, съемную крышку на водяной камере, корпус, пучок из П-образных труб. Фланцевый разъем на камере расположен для удобства обслуживания выше водяных патрубков. В разьеме применено мембранное уплотнение.

Анкерные связи для подкрепления трубной доски полностью размещены внутри водяной камеры, в кото-



11 — патрубки подвода и отвода питательной воды; 12 — подвод воздуха

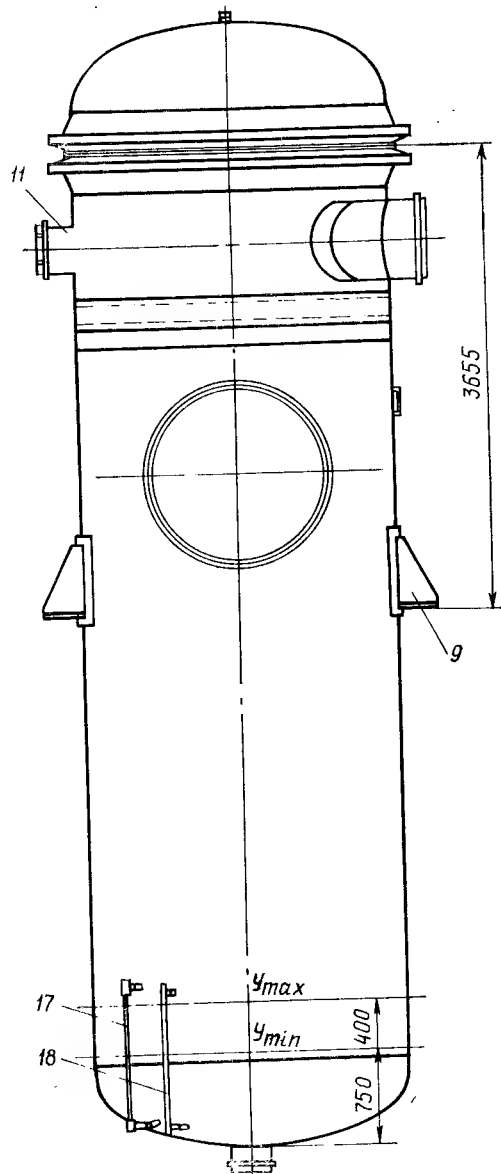


Рис. 1.5, а

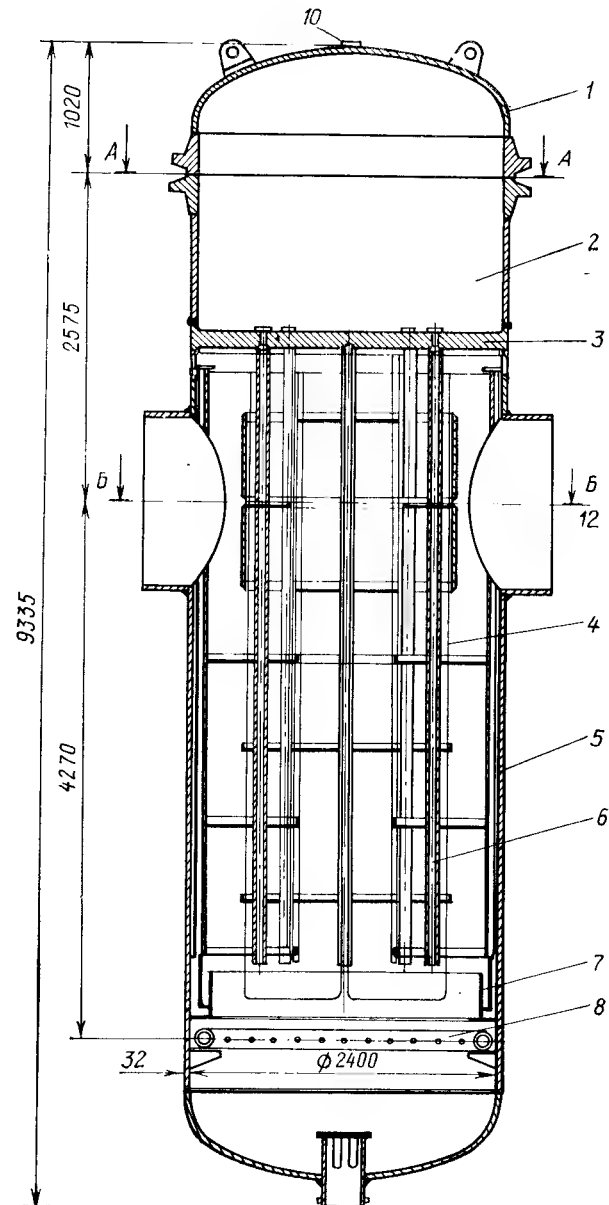


Рис. 1.5, а (см. с. 20)

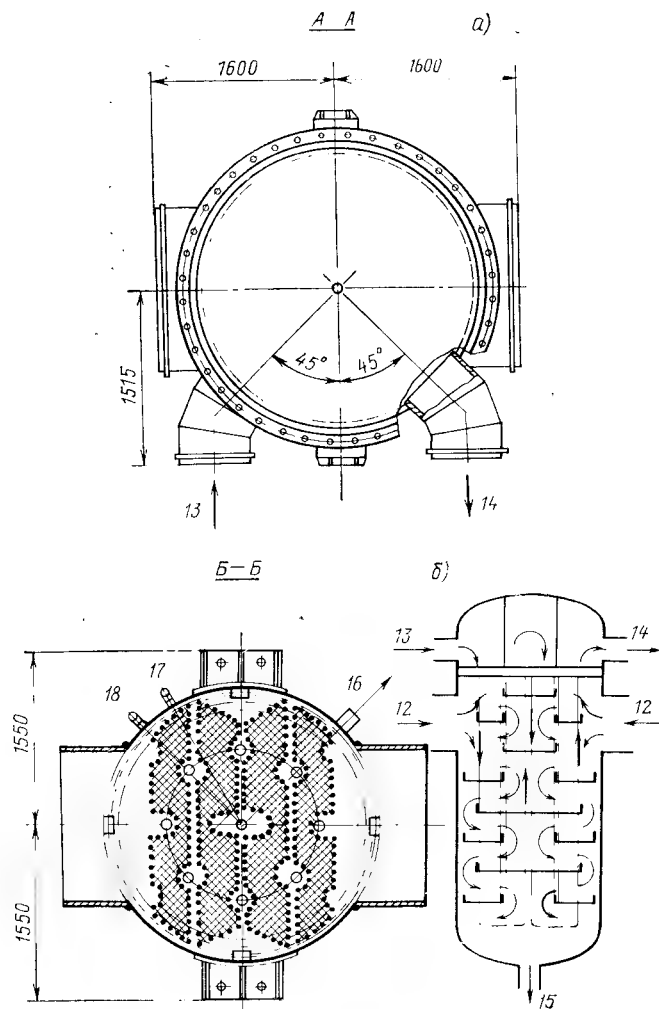


Рис. 1.5. Подогреватель ПН 1500-32-6-IIIнж.

а — общий вид; б — схема движения воды и пара; 1 — крышка водяной камеры; 2 — отсеки водяной камеры; 3 — сварная трубная доска; 4 — трубная система; 5 — корпус; 6 — трубы каркаса трубной системы; 7 — гидрозатвор; 8 — кольцевое воздухоотсасывающее устройство; 9 — опорные лапы; 10 — воздушник; 11 — рымы; 12 — вход греющего пара; 13, 14 — вход и выход основного конденсата; 15 — выход конденсата греющего пара; 16 — отвод воздуха; 17 — указатель уровня; 18 — коллектор для присоединения аппаратуры автоматического регулятора уровня; U_{max} , U_{min} — максимальный и минимальный уровни.

имеется специальная конструкция для их установки. Для уменьшения полных длин труб и сокращения прямых участков в П-образных гibaх трубные пучки в подогревателях выполнены из двух симметричных частей. Промежуточные перегородки трубного пучка имеют по периферии бортики для сбора стекающего по поверхности трубок конденсата пара. Конденсат с этих перегородок в нижнюю часть корпуса подогревателя отводится через трубы каркаса пучка, в которых в местах прохода через промежуточные перегородки имеются специальные окна для стока конденсата с перегородок.

Паровоздушная смесь отсасывается через расположенную в нижней части корпуса кольцевую перфорированную трубу. Для предотвращения возможного поступления к ней пара в этой зоне расположен кольцевой гидрозатвор, заполняющийся конденсатом, стекающим по швеллерам и другим элементам трубного пучка. Подогреватель ПН-1500-32-6-IVнж имеет два подвода пара, аппарат ПН-1500-32-6-IIIнж — один. Против паровых трубок установлены отбойные щиты, связанные с каркасом трубного пучка. Во всех аппаратах для блоков 800 МВт применены трубки из стали ОХ18Н10Т.

Для турбин мощностью 1200 МВт (К-1200-240) и 600 МВт (К-1000-60/3000, К-1000-60/1500) созданы не более крупные подогреватели низкого давления с площадью нагрева в одном корпусе соответственно 1000 и 3000 м². Представление о конструкции таких аппаратов дает рис. 1.6. Подогреватель ПН-2300-25-7-IV используется в качестве подогревателя П2 в тепловой схеме турбины К-1200-240.

В подогревателях для турбины К-1200-240 и ряда других применены следующие новые технические решения:

— фланцевый разъем на водяной камере расположен вне присоединительных водяных патрубков;

— для разъема использованы воротниковые фланцы и мембранное уплотнение по типу применяемого в серийных подогревателях высокого давления;

— трубная доска выполнена сварной;

— на входе пара в трубный пучок образована парораспределительная камера, с помощью которой пар равномерно распределяется по всей высоте трубного пучка; через трубный пучок пар движется 10 параллельными потоками (рис. 1.6, б), что позволяет сократить поте-

рю давления в пучке, существенно уменьшить расстояние (до 400 мм) между соседними направляющими пере-

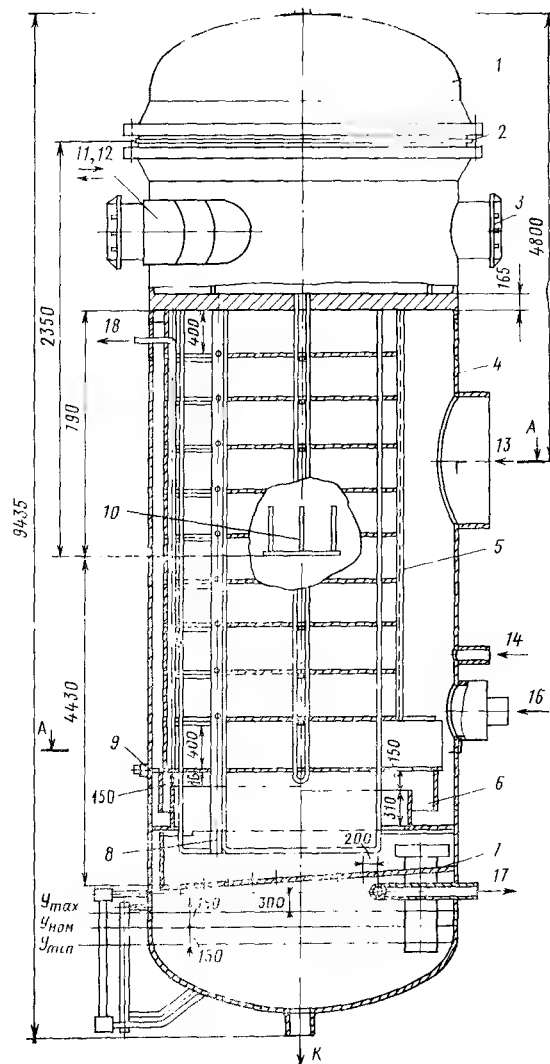


Рис. 1.6. Подогреватель ПН-2300-25-7-V1.

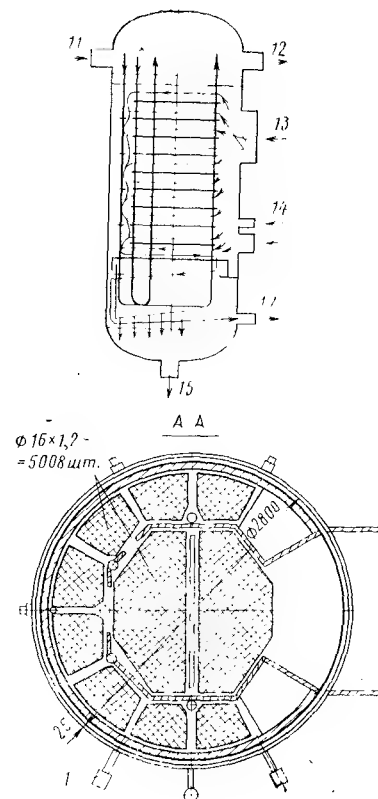
Общий вид и схема движения воды и пара: 1 — водяная камера; 2 — труба; 3 — фланцевое уплотнение; 4 — корпус; 5 — труба; 6 — гидрозатвор; 7 — лоток (поддон); 8 — трубы каркаса трубной системы; 9 — отжимной болт; 10 — опора; 11, 12 — вход и выход питательной воды; 13 — подвод пара; 14 — подвод паровоздушной смеси; 15 — отвод конденсата; 16 — подвод конденсата из аппарата с более высоким давлением; 17, 18 — отвод паровоздушной смеси.

городками (длины свободных пролетов труб) и в итоге повысить вибрационную надежность трубного пучка;

трубы каркаса трубной системы использованы для отвода конденсата греющего пара из каждого отсека трубного пучка в нижнюю часть корпуса подогревателя;

для предупреждения «запаривания» трубы воздушного пара свежим паром (вследствие его холостых протек) в зоне нижней направляющей перегородки трубного пучка введен гидрозатвор 6;

для повышения концентрации неконденсирующихся газов в отводимой паровоздушной смеси в нижней части



фланцевое уплотнение фланцевого разъема; 3 — рым; 4 — корпус; 5 — труба; 6 — гидрозатвор; 7 — лоток (поддон); 8 — трубы каркаса трубной системы; 9 — отжимной болт; 10 — опора; 11, 12 — вход и выход питательной воды; 13 — подвод пара; 14 — подвод паровоздушной смеси; 15 — отвод конденсата; 16 — подвод конденсата из аппарата с более высоким давлением; 17, 18 — отвод паровоздушной смеси.

Т а б л и ц а 1.3. Технические показатели показателей поверхностных подогревателей низкого давления

Подогреватель¹	Площадь поверхности нагрева в одном аппарате, м²	Общая площадь поверхности нагрева в группе ПНД, м²	Сухая масса подогревателя, кг	Сухая масса труб в группе подогревателей, кг	Материал труб	Оптовая цена подогревателя, тыс.руб.	Стоимость труб в группе подогревателей, тыс.руб.	Общая стоимость группы ПНД, тыс.руб.
К-200-130								
ПН-350-16-7-1	350	1050	10 000	9135	МНЖ-5-1	9,2 (17,4)	14,799	27,7
ПН-350-16-7-II	350		10 400	(8295)	(OX18H10T)	9,3 (17,4)	(30,266)	(52,2)
ПН-350-16-7-III	350		10 000			9,2 (17,4)		
К-300-240 ЛМЗ								
ПН-550-16-7-1	550	2200	18 000	18 876	ЛО70-1	12 (16)	24,530	48
ПН-550-16-7-II	550		18 000	(19 140)	(МНЖ-5-1)	12 (16)	(32,017)	(104)
ПН-550-16-7-III	550		18 800			12 (16)		
ПН-550-16-7-IV	550		18 800			12 (16)		
ПН-550-16-7-V	550		17 700			12 (16)		
К-300-240 ХТЗ								
ПН-550-16-7-1	550	2750	18 000	23 595	ЛО70-1	12 (16)	30,074	100
ПН-550-16-7-II	550		18 000	(23 925)	(МНЖ-5-1)	12 (16)	(38,756)	(107)
ПН-550-16-7-III	550		18 800			12 (16)		
ПН-550-16-7-IV	550		18 800			12 (16)		
ПН-550-16-7-V	550		17 700			12 (16)		
К-800-240-3								
ПН-1500-32-7-III	1550	7823	47 000	61 802	OX18H10T	100	225,493	466
ПН-1600-32-7-IV	1630		48 400			107		
ПН-2200-32-7-II	2223		56 800			131		
ПН-2400-32-7-I	2420		55 400			128		

Подогреватель¹	Площадь поверхности нагрева в одном аппарате, м²	Общая площадь поверхности нагрева в группе ПНД, м²	Сухая масса подогревателя, кг	Сухая масса труб в группе подогревателей, кг	Материал труб	Оптовая цена подогревателя, тыс.руб.	Стоимость труб в группе подогревателей, тыс.руб.	Общая стоимость группы ПНД, тыс.руб.
К-160-130								
ПН-250-16-7-1	250	1000	6230	8500	Л-68	4,81	10,2	15,53
ПН-250-16-7-II	250		6300			4,9		
ПН-250-16-7-III	250		6140			4,87		
ПН-250-16-IV	250		6140			4,95		
К-500-240-2								
ПН-700-29-7-1	705	4335	25 000	26 346	OX18H10T	54,5	96,127	307,25
ПН-700-29-7-II	722		24 000			53,5		
ПН-900-29-7-1	893		33 700			65,5		
ПН-1000-29-7-II	1000		27 500			66,1		
ПН-1000-29-7-III	1015		33 500			68,65		
К-220-44								
ПН-800-29-7-1A	800	4000	21 000	25 280	ЛО70-1	60	32,64	286
ПН-800-29-7-1A	800		19 400		(OX12H10T)	56,5	(90,45)	
ПН-800-29-7-1A	800		19 400			56,5		
ПН-800-29-7-1A	800		19 200			56,5		
ПН-800-29-7-VA	800		19 200			56,5		

Подогреватель ¹	Площадь поверхности нагрева в одном аппарате, м ²	Общая площадь поверхности нагрева в группе ПНД, м ²	Сухая масса подогревателей, кг	Сухая масса труб в группе подогревателей, кг	Материал труб	Оптовая цена подогревателя, тыс.руб.	Стоимость труб в группе подогревателей, тыс.руб.	Общая стоимость группы ПНД, тыс.руб.
K-500-65, 3000								
ПН-950-42-8А ³	950	9100	36 000	71 890	OX18H10T	300	265,95	2560
ПН-1800-42-8-1А	1800		60 000			490		
ПН-1800-42-8-1А	1800		60 000			490		
ПН-1800-42-8-1А	1800		60 000			490		
ПН-1800-42-8-1А	1800		60 000			490		
K-500-60 1500								
ПН-1300-25-6-1А	1324	5776	42 000	45 630	(OX18H10T)	90	(166,491)	375
ПН-1400-25-6-1А	1473		44 000	(49 558)	ЛЮ70-1	95	64,425	
ПН-1300-25-16-1А	1379		42 000			90		
ПН-1600-25-16-1А	1600		47 000			110		
K-1000-60/1500								
ПН-1300-25-6-1А ⁴	1324	14 391	42 000	113 689	OX18H10T	107	414,815	952
ПН-1400-25-6-1А ⁴	1473		44 000		(МНЖ-5-1)	117	(202,827)	
ПН-3000-26-16-1А	3000		85 000	125 202		140		
ПН-3000-26-16-1А	3000		85 000			140		

¹ По одному подогревателю каждого типа в схеме.

² В скобках указана стоимость материалов труб, приведенных в скобках.

³ Два подогревателя.

⁴ Три подогревателя.

1.1 ОСНОВНЫЕ НЕДОСТАТКИ СИСТЕМ РЕГЕНЕРАЦИИ

Многолетний опыт эксплуатации систем регенерации пара под давлением с поверхностными ПНД практически всех типов турбин убедительно показывает, что системы обладают рядом недостатков, которые существенно влияют на экономичность и надежность как самой системы, так и энергоблока в целом.

Важнейшим недостатком этих систем является то, что в большинстве серийных паровых турбин два переподогревателя питательной воды подогревателя при номинальной нагрузке работают при давлении пара в корпусе ниже атмосферного. Недогревы в этих аппаратах на

подогревателя с помощью перфорированного лотка 7 и газован смешивающий воздухоохладитель [8].

Ряд менее принципиальных нововведений здесь не рассматривается.

Рассмотренные примеры показывают, что аппараты поверхностного типа являются достаточно сложными по конструкции, крупногабаритными, металлоемкими, требующими для изготовления значительных количеств дефицитных трубных материалов из латуни, мельхиора (МНЖ-5-1) или нержавеющей стали, имеют высокую себестоимость изготовления и стоимость. Естественно, что особенно дорогими являются подогреватели для турбин одноконтурных АЭС, так как в этих аппаратах основные узлы и детали изготавливаются из нержавеющей стали. Это вызвано необходимостью предотвращения возникновения высокой остаточной гамма-радиации, источниками которой являются продукты эрозии и коррозии материалов всех элементов такого энергоблока, в том числе теплообменных аппаратов. Известно, что никель-хромоникелевые нержавеющие стали обладают наиболее высокой коррозионной стойкостью в водах, содержащих кислород, в сравнении с углеродистыми, низколегированными и хромистыми, а также со сплавами на основе меди и цинка. Все изложенное и предопределило преимущественное применение в подогревателях турбин корпусных АЭС нержавеющей сталей и особо высокую стоимость данных аппаратов (табл. 1.3). Все перечисленные показатели возрастают практически пропорционально увеличению мощности энергоблока, что видно из анализа данных табл. 1.3.

большинстве ГРЭС существенно превышают нормативные и стабильно держатся на уровне 8—10°C, а иногда бывают и выше.

Таблица 1.4

Подогреватель	Давление греющего пара, МПа, в опп.					Расчетное давление, МПа (по данным ЛМЗ)
	1	2	3	4	5	
П1	0,0116	0,6146	0,0142	0,0109	0,0143	0,0176
П2	0,0735	0,0896	0,0898	0,0838	0,0911	0,0893
П3	0,233	0,232	0,237	0,2162	0,2096	0,24
П4	0,41	0,4086	0,4186	0,388	0,377	0,515

На рис. 1.7 (кривые 1—5) и в табл. 1.4 приведены результаты испытаний при номинальной нагрузке группы поверхностных подогревателей низкого давления турбины К-300-240 ЛМЗ [9]. Здесь же даны расчетные температуры питательной воды: $t_1=50,1$; $t_2=88,7$; $t_3=118$;

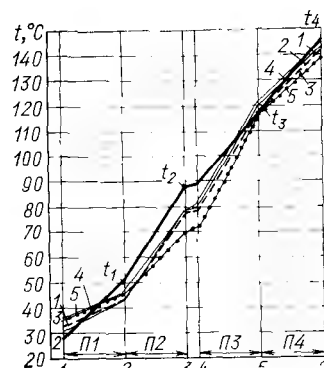


Рис. 1.7. Распределение подогрева питательной воды в системе регенерации низкого давления.

Цифры на оси абсцисс: 1, 2 — вход питательной воды соответственно в П1 и П2; 3 — выход питательной воды из П2; 4, 5 — вход питательной воды в П3 и П4; 6 — точка смешения основного конденсата, прошедшего через зоны конденсации и охлаждения пара в П4.

$t_4=146,4^\circ\text{C}$. Сопоставление опытных и расчетных данных показывает, что в П3 и П4 (ПН-400-26-7-I и ПН-400-26-7-II), работающих при избыточном давлении пара в корпусе, недогревы ниже расчетных, а в П1 и П2 (ПН-400-26-2-II и ПН-400-26-2-I) — выше. Вследствие этого фактическая тепловая нагрузка подогревателя П3 примерно на 80% превышает расчетную. Это приводит почти к двукратному увеличению скорости парового потока в трубном пучке, увеличению потерь давления по паровой стороне подогревателя, усилению вибрации тру-

бопроводов и их друг о друга и о кромки отверстий межтрубных перегородок и в конечном итоге — к выходу их из строя. На многих электростанциях с блоками 300 МВт были выполнены различные мероприятия по модернизации П1—П4 и связанных с ними систем [10—15], позволившие заметно улучшить работу ПНД. Однако достичь проектных значений недогрева воды в вакуумных поверхностных П1 и П2 не удалось. На блоках 300 МВт с турбинами К-300-240 ЛМЗ расчетный недогрев питательной воды при номинальных условиях в П1 и П2 составляет 5—6°C, а в П3 и П4 — 3—4°C. Минимальные фактические недогревы на блоках 300 МВт составляют, °C: П1 — 8—12, П2 — 10, П3 — 4—5, П4 — 2—4.

Потеря экономичности блока от недогрева питательной воды в аппаратах П1 и П2 равна 0,2—0,3%. Это приводит к ежегодному перерасходу 2—3 тыс. т условного топлива на каждом блоке.

Данные о работе вакуумной части питательного тракта блоков 300 МВт с турбинами К-300-240 ХТГЗ практически не отличаются от приведенных. В итоге годовой перерасход условного топлива только по находящимся в эксплуатации блокам мощностью 300 МВт достигает 400—500 тыс. т. Фактически же перерасход топлива значительно больше, так как пониженная эффективность работы вакуумных подогревателей низкого давления характерна и для блоков мощностью 150 и 100 МВт, общее число которых на электростанциях больше вдвое превышает число блоков 300 МВт.

Аналогичные данные по экономичности работы поверхностных ПНД были получены и на блоках 800 МВт турбинами К-800-240-2 Угледорской и Запорожской ГРЭС. После модернизации и наладки в 1976—1977 гг. недогревы после подогревателя П1 были на уровне 10°C (по расчету 5°C), а после П2 — 6°C по расчету 2°C [13]. Повышенные недогревы в вакуумных ПНД имеют место и на ряде энергоблоков АЭС.

Основной причиной указанного недостатка является наличие в греющем паре воздуха, проникающего через неплотности всей вакуумной зоны отборов турбины к П1 и П2. Влияние примеси воздуха в паре на конечный недогрев конденсата иллюстрируется зависимостями на рис. 1.8, где приведены данные, полученные при испытаниях поверхностного и смешивающего подогревателей

П1 блока 300 МВт (турбины К-300-240 ЛМЗ) на Киришской и Кармановской ГРЭС [16, 17]. При содержании воздуха в паре примерно 0,2—0,3% поверхностный подогреватель практически уже перестает работать, а недогрев в смешивающем аппарате повышается всего на 1—2°C.

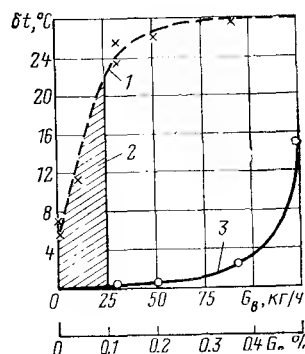
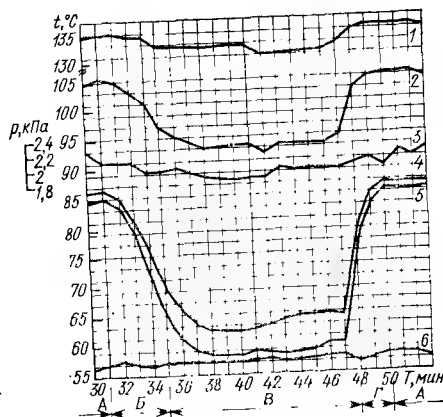


Рис. 1.8. Зависимость недогрева воды в подогревателях от концентрации воздуха G_b в греющем паре. 1 — поверхностный П1; 2 — фактической работы П1; 3 — смешивающий П1.

Рис. 1.9. Изменение подогрева питательной воды основного конденсата в ПНД при закрытии задвижки на линии отсоса паровоздушной смеси из П2.

1, 2 — температура питательной воды соответственно за П4 и П3; 3 — давление греющего пара на входе в П2; 4—6 — температуры питательной воды соответственно на входе в П3, на выходе из П2 и на входе в П2; А — работа подогревателей при полностью открытой задвижке; Б — закрытие задвижки; В — работа подогревателей при полностью закрытой задвижке; Г — открытие задвижки.



Опыт эксплуатации блоков 160, 200, 300, 500 и 800 МВт показывает, что систематический и тщательный поиск неплотностей, регулярная проверка и настройка системы концевых уплотнений турбины, опрессовка отдельных участков вакуумной системы турбин, ревизия (или замена специальной вакуумной) арматуры, фланцевых, резьбовых и сварных соединений, сальников и другие мероприятия позволяют существенно повысить плотность вакуумной системы энергоблока. Однако с ростом мощностей энергоблоков проведение этих работ все более усложняется, и полностью устранить притоки воздуха в этой части турбоустановки в эксплуатационных условиях на сегодня практически невозможно.

Дополнительной причиной повышенных недогревов в вакуумных ПНД является паровое сопротивление трубного пучка. Расчетный недогрев конденсата в поверхностных ПНД обычно определяется с учетом умеренных потерь давления в трубном пучке. Однако с этими потерями приходится считаться, так как их влияние растет по мере повышения единичных мощностей турбин и соответствующего укрупнения подогревателей. Требование умеренных потерь давления по паровой стороне трубных пучков подогревателей, особенно работающих под вакуумом, вступает в противоречие с необходимостью поддержания в них скоростей пара выше определенного уровня, так как только в этом случае можно обеспечить требуемую интенсивность теплообмена и приемлемые массо-габаритные показатели аппаратов [19].

В первых модификациях подогревателей П1 (ПНД 100-26-2-IV) для турбин К-300-240 ЛМЗ по данным опытов [9] потери давления по паровой стороне трубного пучка достигали 0,007—0,008 МПа, что соответствовало снижению температуры насыщения греющего пара почти на 10°C. В последующих модификациях данного аппарата потери давления удалось путем ряда мероприятий снизить примерно в 3 раза. Однако с влиянием потерь давления в паровом тракте любого подогревателя, особенно работающего в условиях вакуума, на недогрев воды в аппарате всегда приходится считаться.

Важным недостатком системы регенерации низкого давления серийных паровых турбин энергоблоков является то, что их оборудование, расположенное между конденсатором и деаэратором, фактически не защищено

Чрезвычайно сильное влияние содержания воздуха в паре на эффективность работы поверхностных ПНД подтверждается также и приведенными на рис. 1.9 данными испытаний на турбине К-200-130 ЛМЗ Прибалтийской ГРЭС [18]. Подогрев воды в П2 начинает быстро понижаться с началом закрытия задвижки на линии отсоса паровоздушной смеси из его корпуса в конденсатор. Данное возмущение начинает быстро отрицательно сказываться и на подогреве воды в П3 и П4, паровоздушная смесь из которых отводится в П2.

от коррозии при возможных в эксплуатации повышениях (присосы в вакуумной части) концентраций O_2 , CO_2 в питательной воде или конденсате греющего пара.

Испытания и опыт эксплуатации показывают, что загрязнение конденсата кислородом и свободной углекислотой, так же как и накопление аммиака в паровых полостях подогревателей при недостаточно налаженной системе отсоса паровоздушной смеси, наблюдаются до

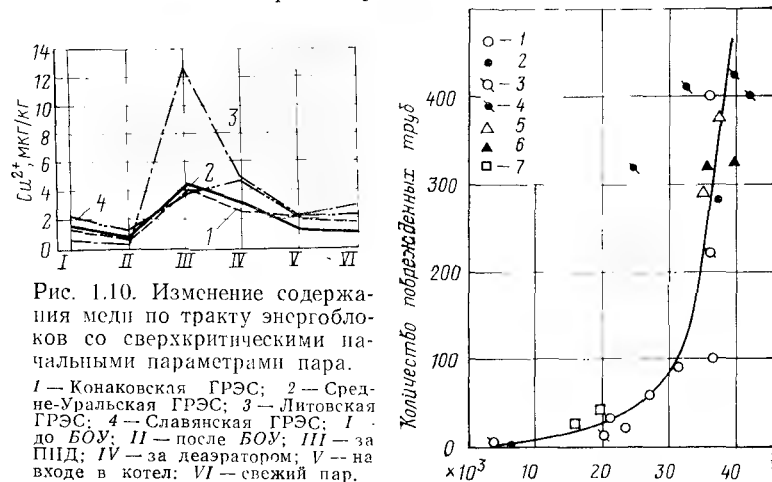


Рис. 1.10. Изменение содержания меди по тракту энергоблоков со сверхкритическими начальными параметрами пара.

1 — Конаковская ГРЭС; 2 — Средне-Уральская ГРЭС; 3 — Литовская ГРЭС; 4 — Славянская ГРЭС; 5 — до БОУ; 6 — после БОУ; 7 — за ПНД; 8 — за деаэратором; 9 — на входе в котел; 10 — свежий пар.

Рис. 1.11. Зависимость количества заглушенных труб от продолжительности эксплуатации подогревателей ПН-400 блоков 300 МВт.

1 — Средне-Уральская ГРЭС; 2 — Конаковская ГРЭС; 3 — Литовская ГРЭС; 4 — Троицкая ГРЭС; 5 — Каширская ГРЭС; 6 — Новочеркасская ГРЭС; 7 — Ермаковская ГРЭС.

статочного часто. Недостатком системы регенерации низкого давления с поверхностными подогревателями является также и то, что она служит одним из основных источников загрязнения питательного тракта современного энергоблока окислами железа и меди. На рис. 1.11 показано характерное изменение концентрации эти окислов в конденсатно-питательном тракте энергоблоков со сверхкритическими начальными параметрами пара. Наблюдениями выявлен значительный рост концентрации меди в питательной воде при ее прохождении через группу ПНД с системами из латунных труб. Основными причинами поступления меди [20, 21] в водно-паровой тракт таких энергоблоков являются коррозия

латунных труб ПНД с водяной стороны. 15—25 мкг/кг меди регулярно обнаруживается в питательной воде после подогревателей П4 и П5.

По данным ЦКТИ средний срок службы трубных систем ПНД из латуни (рис. 1.11) составляет 6—8 лет, что явно недостаточно.

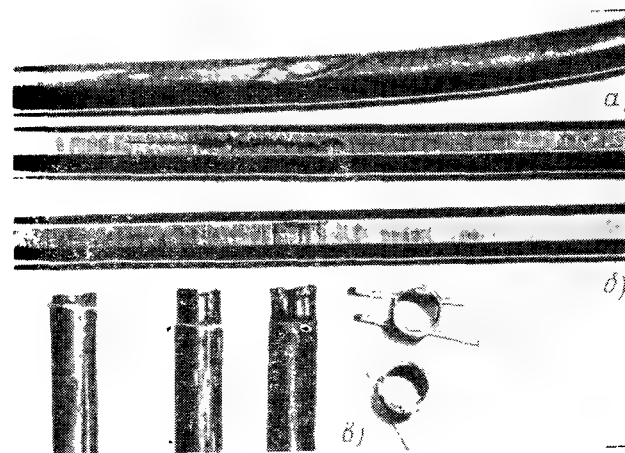


Рис. 1.12. Характерные повреждения и разрушения латунных трубок подогревателя ПН-500-24-0,925 (П2) турбоустановки К-800-240-1.

а — истирание пилот; б — истирание прямых участков; в — истирание в местах прохода через перегородки трубного пучка.

Важным недостатком поверхностных ПНД являются их ограниченная ремонтпригодность, высокая стоимость и сложность выполнения работ, которые необходимо выполнять в процессе эксплуатации. В большинстве случаев поврежденные латунные трубки, находящиеся в глубине пучка, должны быть заглушены. Это приводит к тому, что после ремонта подогреватели находятся в эксплуатации с сокращенной площадью нагрева, что является причиной повышенных перегревов воды в них и ускоренной эрозии труб с водяной стороны.

Ряд узлов и деталей поверхностных ПНД подвержены механическому и эрозионному износу с паровой и водяной сторон. На рис. 1.12 показаны характерные повреждения.

вреждения трубок в ПНД, возникающие вследствие вибрации. Подобные повреждения достаточно часто встречаются в ПНД серийных паровых турбин ТЭС АЭС [22, 23].

Недостатком рассмотренных систем регенерации энергоблоков является и наличие в схеме питательного тракта низкого давления двух групп насосов ($КН1$, $КН2$), включенных последовательно без разрыва потока через переменное гидравлическое сопротивление БОУ и имеющих разные характеристики в данных условиях. Поэтому в эксплуатации на ряде блоков были случаи возникновения при некоторых режимах колебаний расхода и давления питательной воды в тракте низкого давления. При возрастании сопротивления БОУ, расположенной между насосными группами, давление на входе насосов второй ступени уменьшалось ниже атмосферного, что приводило к подсосам воздуха в основной тракт питательной воды, увеличению содержания кислорода в нем и ухудшению качества регулирования в связи с ростом времени запаздывания по тракту. Все это усложняет обеспечение надежного регулирования гидравлического режима данного участка. Для решения этого вопроса требуется устранение жесткой связи между группами насосов, т. е. обеспечение разрыва потока в промежуточном сосуде, включенном после обессоливающей установки.

Кроме того, на эффективность и надежность работы системы регенерации с поверхностными аппаратами существенное влияние оказывают сезонные изменения начальной температуры охлаждающей воды и соответственно вакуума в конденсаторе. Летом повышение начальной температуры охлаждающей воды (обычно расчетная -12°C) приводит к ухудшению вакуума в конденсаторе. Температура основного конденсата из конденсатором соответственно повышается, а тепловая нагрузка подогревателя П1 падает. Снижаются и недогревы основного конденсата в нем. В зимнее время при понижении температуры охлаждающей воды до $1-2^{\circ}\text{C}$ происходит обратный процесс. Таким образом, большую часть эксплуатационного периода вакуумная часть регенерации низкого давления работает в нерасчетных условиях, при которых увеличивается износ трубной системы поверхностных подогревателей. Поэтому создание надежного, экономичного и недорогого теплообменного

устройства для этих систем турбоустановок энергоблоков, использующих органическое и ядерное топливо, является важной научно-технической и народнохозяйственной задачей.

1.4 ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМ РЕГЕНЕРАЦИИ

С ростом единичных мощностей турбоагрегатов усложняется конструкция поверхностных подогревателей и возрастают требования к экономичности аппаратов. Растут относительные затраты материалов, стоимость и трудоемкость изготовления аппаратов. Нет оснований предполагать иных тенденций и в будущем.

Регламентированные недогревы в поверхностных аппаратах для паровых турбин ТЭС и АЭС уже близки к предельно достижимым для теплообменников этого типа. В перспективе недогревы, на которые проектируются подогреватели, практически не будут снижены. Фактические недогревы в поверхностных аппаратах данного типа в реальных эксплуатационных условиях существующих установках в ближайший период, по-видимому, сохранятся на уровне $5-6^{\circ}\text{C}$.

Вибрационные повреждения трубных систем поверхностных подогревателей за счет их конструктивного совершенствования, безусловно, будут сведены к минимуму и даже полностью исключены. Это видно из следующих примеров. В 1967 г. на одном из энергоблоков мощностью 100 МВт с турбиной К-200-130 Прибалтийской ГРЭС вместо работавшего крайне ненадежно подогревателя ПН-300-16-7-П был установлен аппарат ПН-230М [11]. В последующие 8-10 лет эксплуатации ПН-230М на Прибалтийской, Эстонской, Бурштынской и других ГРЭС не было зафиксировано ни одного повреждения в трубной системе из латуни Л-68 [12]. По схеме аппарата ПН-230М были спроектированы поверхностные ПНД для турбин мощностью 200-1200 МВт [24]. Более существенные изменения в конструкциях поверхностных ПНД для паровых турбин энергоблоков мощностью 100-800 МВт описаны в [12, 15].

Следует подчеркнуть, что имеются определенные возможности для дальнейшего совершенствования поверхностных ПНД, которые могут привести к существенному повышению их надежности при одновременном сокращении конструкции, увеличении стоимости и тру-

доемкости изготовления таких аппаратов, необходимости установки на заводах-изготовителях нового оборудования, освоения ряда новых технологических процессов и т. д. При этом, как уже отмечалось, тепловые показатели поверхностных аппаратов улучшаются в сравнении с показателями надежности в значительно меньшей степени.

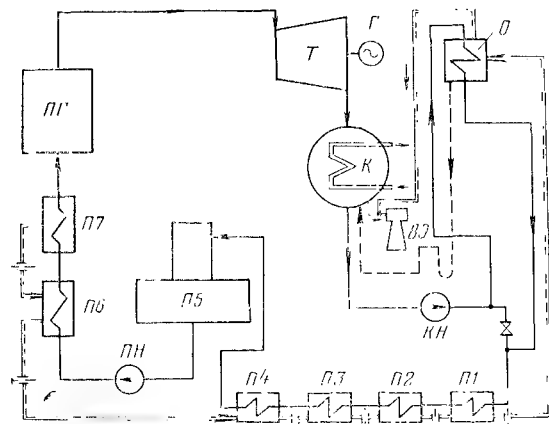


Рис. 1.13. Рекомендуемая ЦКТИ схема отвода неконденсирующихся газов из поверхностных подогревателей низкого и высокого давления.

— — — линия отвода паровоздушной смеси; — — — линия отвода конденсата; ПГ — парогенератор; Т — турбина; Г — генератор; О — рекомендуемый дополнительный охладитель паровоздушной смеси; ВЭ — водоструйный эжектор; К — конденсатор; КН — конденсатный насос; П1 — П4 — подогреватели поверхностные низкого давления; П5 — деаэратор повышенного давления; ПН — питательный насос; П6 — П7 — подогреватели высокого давления.

В отношении снижения металлоемкости и массо-габаритных показателей поверхностных подогревателей перспективно применение в них профильных и оребренных труб вместо гладких. Расчеты и исследования показывают возможность уменьшения длины и массы профильных труб примерно на 20% и вместимости аппарата на 10% в сравнении с гладкотрубным вариантом [25]. Однако при этом сохраняются практически все остальные недостатки, присущие аппаратам поверхностного типа.

Определенное повышение эффективности системы каскадного отвода неконденсирующихся газов из теплообменников тракта регенерации может быть также достигнуто за счет реализации разработанной в ЦКТИ

(рис. 1.13), позволяющей удалять коррозионно-активные газы в атмосферу, минуя конденсатор турбины [26]. Однако в системе регенерации с поверхностными подогревателями затруднительно до конца решить проблему улучшения водно-химического режима как на данном участке, так и по энергоблоку в целом. В ней не представляется возможным осуществить глубокое и эффективное удаление O_2 и CO_2 , что необходимо несмотря на наличие в схемах современных энергоблоков достаточно совершенных обессоливающих установок. При наличии в ПНД трубных систем из латуни не может быть применен ряд водно-химических режимов, прогрессивных и перспективных, для энергоблоков сверхкритических параметров [27].

Классическая схема регенерации низкого давления аппаратами поверхностного типа требует установки значительного количества громоздкой и металлоемкой аппаратуры, часть которой установлена на вакуумных трубопроводах большого диаметра. Эксплуатация и ремонт такой аппаратуры дополнительно удорожает, усложняет и снижает надежность такой схемы.

Накопленный к настоящему времени ЦКТИ и ВТИ опыт, включающий в себя проектно-конструкторские разработки, обширные многолетние экспериментальные исследования, данные промышленной эксплуатации в течение 7—9 лет [27] турбин мощностью 300 МВт на Кармановской, Киришской, Каширской, Литовской, Комаровской и Лукомльской ГРЭС с комбинированными системами регенерации по проектам ЦКТИ и 10 аналогичных энергоблоков на Кармановской, Троицкой и Литовской ГРЭС с комбинированными системами регенерации по проектам ВТИ и результаты специальных испытаний на образцах из этих блоков убедительно показывают, что перечисленные недостатки систем регенерации низкого давления с поверхностными подогревателями практически полностью и эффективно устраняются при переходе на комбинированную схему [28], в которой вакуумные подогреватели смешивающие, а аппараты с избыточным давлением пара в корпусе — поверхностные.

Например, углекислота, химически связанная в виде карбонатов или карбоатов лишь в незначительной степени (не более 10%) удаляется в деаэраторе и конденсаторе. Поглощение углекислоты в фильтрах смешивающего действия (ФСД) обессоливающей установки

происходит лишь частично [29]. Поэтому наиболее эффективным способом ее удаления из тракта является введение смешивающих подогревателей $П1$ и $П2$ в систему регенерации низкого давления. Эти аппараты устанавливают в точке питательного тракта, где после ФСД подавляющая часть углекислоты находится в свободном состоянии и может быть удалена в них методом термической десорбции [30]. В этих подогревателях происходит также и удаление кислорода.

Высокая экономичность комбинированной схемы регенеративного подогрева питательной воды с вакуумными смешивающими подогревателями определяется также их низкой стоимостью, малой металлоемкостью, меньшей трудоемкостью изготовления в сравнении с поверхностными, сокращением загрязнения питательного тракта окислами тяжелых металлов (Fe, Cu) вследствие отсутствия латунных (стальных) труб, дополнительной деаэрацией воды, общим значительным упрощением всей схемы и рядом других факторов.

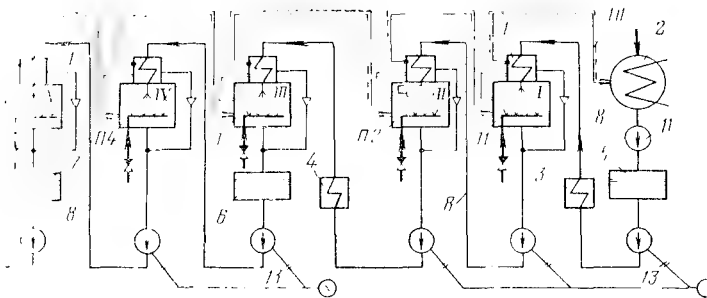
Смешивающие подогреватели практически нечувствительны к влиянию примеси воздуха в греющем паре и стабильно работают с «нулевым» недогревом. Это в свою очередь исключает тепловую перегрузку следующих за ними поверхностных подогревателей и обеспечивает в них условия работы, близкие к расчетным. Вместе с тем исключает условия для возникновения опасной вибрации в трубных пучках оставшихся в схеме поверхностных аппаратов, являющейся причиной и массовых повреждений в обычных схемах регенерации.

Не оказывают практического влияния на работу смешивающих аппаратов сезонные изменения температуры охлаждающей воды (вакуума в конденсаторе), изменение нагрузок энергоблока. В этих подогревателях нет элементов, подверженных эрозионному воздействию потока влажного пара (трубок поверхности нагрева, каркасов и промежуточных перегородок трубного пучка, паротбойных щитков и т. д.).

СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК СО СМЕШИВАЮЩИМИ ПОДОГРЕВАТЕЛЯМИ

ПРИМЕНЕНИЕ СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Попытки использования смешивающих подогревателей в системах регенерации паровых турбин относятся к 30-м годам текущего столетия. В [31] описаны типовые схемы трех крупных по тому времени турбоустановок, в которых применялись смешивающие подогреватели не только низкого, но и высокого давления.



2.1. Система регенерации турбины мощностью 25 МВт.

1 — поверхностные охладители выпара; 2 — конденсатор; 3 — холодильник крупных эжекторов; 4 — конденсатор вторичного пара испарителей; 5 — питательный бак; 6 — промежуточный бак; 7 — питательный бак; 8 — промежуточный бак; 9 — трубопроводы пара из отборов турбины; 10 — трубопроводы отсоса паровоздушной смеси; 11 — группа конденсатных насосов; 12 — группа питательных насосов; 13 — перекачивающие насосы с электроприводом.

Из них для турбины мощностью 25 МВт электрической Саут-Эмбой (США) приведена на рис. 2.1. Пар, расположенные на одном уровне пять смешивающих подогревателей подавался из нерегулируемых отборов турбины с номинальными давлениями: 0,062; 0,353; 1,26; 3,53 и 5,6 МПа. После каждого подогревателя устанавливался перекачивающий насос, после третьего (по ходу воды) — промежуточный бак и после пятого — питательный бак вместимостью 7,8 м³, рассчитанный на 3-минутный запас воды. Производительность и напор конденсатных насосов, объединенных в два агрегата, регулировались изменением частоты вращения в зависимости от уровня воды в питательном и промежуточном баках.

Оба насоса установлены на 6 м ниже середины подогревателей. Подогреватель П2 — дождевого типа с перфорированными лотками с разбрызгивающими соплами. Выпар из подогревателей отсасывался каскадно в конденсатор, проходя после каждого аппарата через поверхностный охладитель.

Схема регенерации турбины 35 МВт электростанции Буззард-Пойнт с давлениями в отборах 0,075; 0,3; 1 МПа практически повторяла схему включения первых трех ступеней регенерации ТЭС Саут-Эмбой. Для создания большого подпора перед питательным насосом подогреватель, имеющий давление 1 МПа, вместе с питательным баком, рассчитанным на 3-минутный запас воды, расположен значительно выше двух других подогревателей, установленных возле турбины. Для использования теплоты перегрева пара верхнего отбора он подавался вначале в поверхностный теплообменник, в котором питательная вода подогревалась примерно на 3,5° выше температуры насыщения, а затем уже в смешивающий подогреватель. Подобные схемы применялись на некоторых электростанциях европейских стран.

Тепловая эффективность смешивающих подогревателей таких установок была достаточно высокой: в широком диапазоне нагрузок турбины недогрев воды в аппаратах не превышал 0,5°C, а некоторое ухудшение эффективности отмечалось лишь при перегрузках и малых нагрузках. Хотя турбоустановки со смешивающими подогревателями работали достаточно удовлетворительно, в дальнейшем от их применения в качестве регенеративных подогревателей повсеместно отказались, сохранив в системах регенеративного подогрева питательной воды практически только поверхностные подогреватели. В тепловой схеме турбоустановок сохранился лишь один смешивающий аппарат — деаэратор с баком-аккумулятором, который устанавливался перед питательным насосом. Отказ от применения смешивающих подогревателей был связан с тем, что с увеличением мощности турбины схема с одними смешивающими подогревателями получилась сложной из-за большого количества перекачивающих насосов, водяных резервуаров, регуляторов, защит и т. п. Кроме того, при такой схеме увеличивалась опасность попадания в турбину воды. Вследствие этого снижалась ее надежность по сравнению со схемой с поверхностными подогревателями.

В 40–50-х годах предпринимались отдельные попытки изменить в системах регенерации турбоустановок смешивающие подогреватели без использования перекачивающих насосов. Например, для подогрева основного конденсата предлагалось применить аппараты эжекторного типа, которые совмещали бы функции подогревателя и насоса (рис. 2.2, а). Однако при улучшении тепловых свойств такого подогревателя снижается

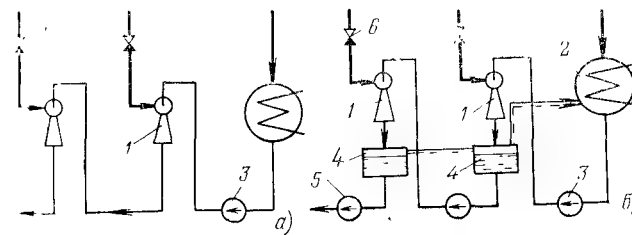


Рис. 2.2 Принципиальная схема регенерации с двумя смешивающими подогревателями эжекторного типа.

1 — подогреватели эжекторного типа; 2 — конденсатор турбины; 3 — конденсатор основного конденсата; 4 — баки-аккумуляторы; 5 — перекачивающие насосы; 6 — обратная линия; — — — — линия греющего пара из нерегулируемых отборов; — — — — конденсатные линии; — — — — линия выпара.

эффективность восстановления давления, и наоборот. Недогрев воды в эжекторном подогревателе растет с увеличением скорости истечения воды из сопла, а также с уменьшением площади сечений камеры смешения и сопла. При полном отказе от восстановления давления недогрев, как показали опыты Н. М. Зингера на ТЭЦ, может быть уменьшен до 2–4°C. Однако при этом возникает необходимость в сосуде, из которого вода откачивается с помощью насоса (рис. 2.2, б). В этом случае преимущества аппарата эжекторного типа по сравнению со смешивающим подогревателем в отношении простоты, компактности и совмещения функций подогревателя и насоса утрачиваются, и поэтому их применение теряет смысл.

Фирмой «Кулджан» (США) с целью упростить тепловую схему за счет отказа от перекачивающих насосов был предложен вариант компоновки смешивающих регенеративных подогревателей в вертикальной башне. Вода из первой ступени подогрева во вторую и т. д. подается самотеком под действием силы тяжести через

системы шлюзов, связывающие соседние подогреватели [33—35].

Схема такой башни, установленной для турбин мощностью 12,5 МВт на электростанции Ленсдейл, показана на рис. 2.3. Поскольку давление в нижнем подогревателе больше, чем в верхнем, для поступления в него воды предусмотрено выравнивание давления в оп-

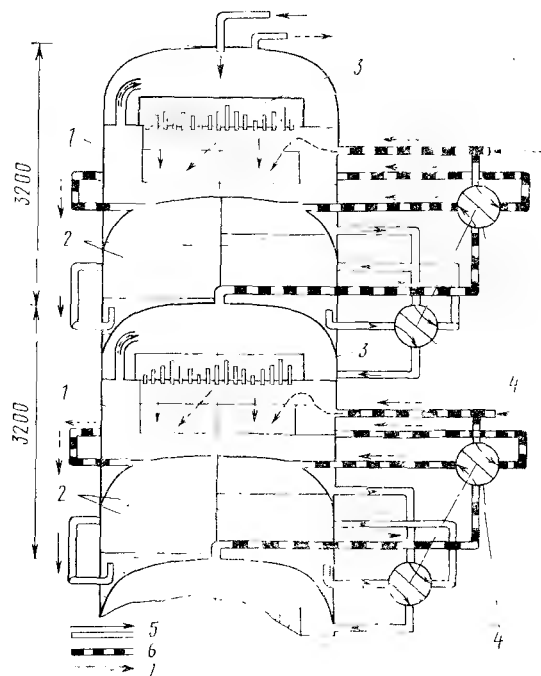


Рис. 2.3. Схема башенной компоновки смешивающих ПНД.

1 — ступени подогрева; 2 — двухсекционный шлюз-аккумулятор; 3 — водоразделительное устройство (модулятор); 4 — автоматическое четырехходовое переключающее устройство; 5 — конденсатные линии; 6 — линии греющего пара; 7 — линии выпара.

ражняваемой половине верхнего шлюза-аккумулятора паровом пространстве нижнего подогревателя при помощи четырехходового перепускного клапана (второй половине в это время наполняется водой из верхней половины подогревателя).

Принцип действия шлюза поясняет рис. 2.4. Подогретый в первой ступени конденсат собирается в нижней части камеры смешения 1 и через клапан 3 под-

нимается в шлюзовую камеру 5, которая уравнивается по давлению с камерой смешения 1. В это время как камера 5 наполняется, камера 7 опорожняется. Из камеры смешения 4 пар движется по уравнивающим линиям 6 и 8 вверх, в шлюзовую камеру 7. Водоспад в этой камере находится, таким образом, в направлении отбора, соединенного с камерой смешения 1 и может через клапан 9 поступать в камеру смешения 1. Как только шлюзовая камера 7 опорожняется, камера 5 наполняется, клапаны 9 и 3 переключаются. При этом камера 7 соединяется по пару и по воде с камерой смешения 1 и соединяющейся в последней конденсат поступает в камеру 7, в камере 5 и камере смешения 1 устанавливается равновесное давление, так что во вторую ступень попарно подводится конденсат в шлюзовую камеру 5. В это время наполнения шлюзовой камеры определяет направление, в котором повторяются процессы.

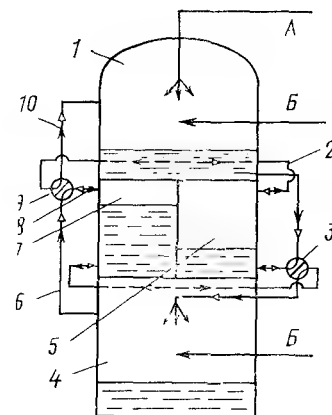


Рис. 2.4. Схема действия шлюза между смешивающими ПНД в башенной компоновке. А — питательная вода; Б — пар.

Использование давления отборов для перескачки конденсата приводило к созданию довольно компактной водоразделительной колошны. Однако управляющий механизм шлюзовой системы сложен и громоздок. Кроме того, работа шлюзов создавала нежелательное пульсирование движения пара в линиях отборов. Данное решение также не получило распространения.

В 1961 г. английской фирмой «Парсонс» была запатентована (английский патент № 966445) система регулярного подогрева питательной воды, состоящая из отдельных ПНД, объединенных в группы, в которых подогреватели расположены друг над другом на разных высотах отметках. В последующие 10—12 лет эта схема в нескольких модификациях была реализована в Англических энергоблоках мощностью 500, 600 и 660 МВт, проектируемых на ТЭС и АЭС. На рис. 2.5 показано

семь вариантов системы регенерации с включением смешивающих подогревателей по гравитационной схеме, реализованных в Англии на 33 энергоблоках мощностью 500 МВт [36]. Расстояние по высоте (на рисунке — в метрах) между соседними подогревателями в данных схемах выбирается таким, чтобы гидростатическое давление столба жидкости уравновешивало м

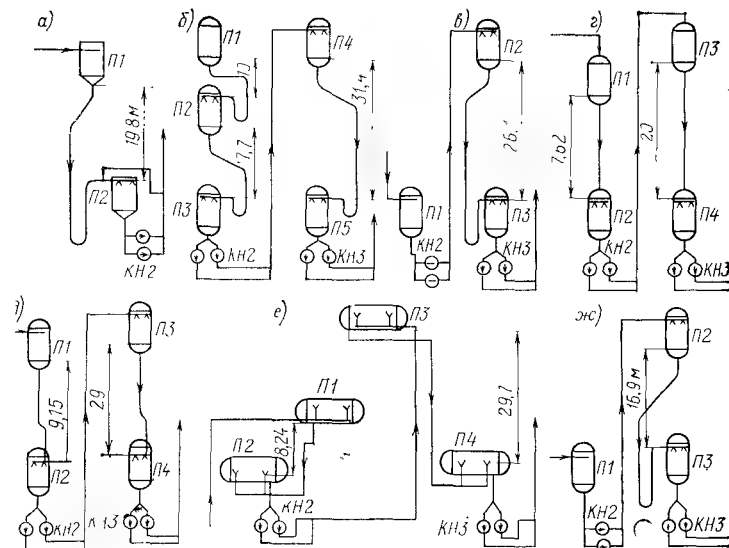


Рис. 2.5. Принципиальные схемы включения смешивающих ПНД.
а — гравитационная однокаскадная; б — ж — гравитационно-насосные двухкаскадные. Расчетные давления, кПа: а — П1 — 38,5; П2 — 150; б — П1 — 26; П2 — 62; П3 — 161; П4 — 343; П5 — 539; в — П1 — 32; П2 — 117; П3 — 297,5; г — П1 — 34; П2 — 81; П3 — 178; П4 — 339; д — П1 — 34; П2 — 66; П3 — 118; П4 — 297; е — П1 — 31; П2 — 66; П3 — 118; П4 — 298; ж — П1 — 330; П2 — 81; П3 — 178.

ксимальную разность давлений в этих подогревателях. Из нижних подогревателей каждой группы питательная вода забирается насосами КН, которые подают ее либо в другую группу, либо в деаэратор. На английских установках широко применяются бессальниковые насосы с погруженным электродвигателем. Насосы длительно эксплуатировались без регулируемого уровня в подогревателе (на самооткачке), что приводило к постепенному кавитационному разрушению их рабочих колес. Во избежание этого на ряде электростанций применены регуляторы уровня.

Питательная вода из нижнего подогревателя к насосной станции подводится по одной линии, которая перед насосом разветвляется. В схемах используют три ступени подогревателей и две группы подогревателей (по одному-три подогревателя в каждой). На турбоустановках мощностью 600 МВт на электростанции Ланганет одна группа состоит из четырех смешивающих подогревателей, размещенных в деаэ-

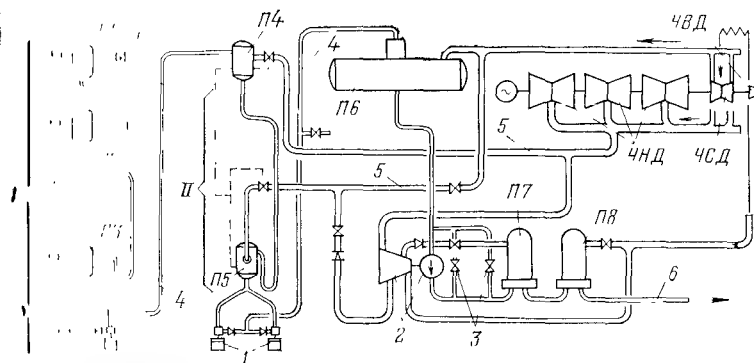


Рис. 2.6. Схема системы регенерации турбины мощностью 500 МВт. П1 — конденсатный насос; П2 — турбинный насос; П3 — задвижки с электроприводами; П4, П5 — высокого давления конденсаторов; П6 — деаэратор повышенного давления; П7, П8 — высокого давления конденсаторов; П9 — паропроводы; П10 — отвод питательной воды.

ративной этажерке, причем верхний аппарат размещен над деаэратором — на отметке 45,7 м. Размещение подогревателей по высоте здания облегчается тем, что с ростом единичной мощности парогенераторов увеличивается высота здания электростанции.

Опыт освоения и эксплуатации гравитационных схем включения смешивающих подогревателей на английских турбоустановках выявил ряд их принципиальных недостатков, суть которых рассматривается на конкретном примере. На рис. 2.6 приведена схема регенерации турбины мощностью 500 МВт с пятью смешивающими подогревателями, из которых три первых размещены на отметках в I гравитационной группе, а остальные — во II. Греющий пар в первые три ПНД подается из отбора основной турбины, в П4 — из ресивера между П1 и П2 и из выхлопа турбопривода питательного насоса, а в П5 — из промежуточного отбора турбопривода и через дроссельную шайбу из отбора ЧСД. При нагрузке турбины до 50% работают электропита-

тельные насосы и пар в подогреватель *П5* подводится через дроссельную шайбу только из отбора главной турбины. При нагрузке более 50% в работу включается турбопитательный насос, а *П5* разобщается по паре с главной турбиной и переключается на отбор турбопривода. Опыт показал, что при этом переключении давление в *П5* резко увеличивалось от 0,18 до 0,5 МПа, так что перепад давлений (в метрах водяного столба) между подогревателями превышал располагаемую разность высот. Это приводило к выбросу воды из *П5* в *П4* и затоплению последнего. Поскольку система оказалась не работоспособной, *П5* был отключен от отбора турбопривода и превращен в сосуд для воды без подвода теплоты. Затопление подогревателя *П4*, происходившее также и при низких нагрузках турбины, когда пар в *П5* подводился из ресиверной трубы через дроссельную шайбу, связано было с возникновением автоколебаний давления в подогревателе *П5*, чему способствовало наличие дроссельной шайбы на паропроводе при сравнительно малом гидравлическом сопротивлении водоразбрызгивающих соил в нижнем подогревателе.

Расчеты, проведенные в Англии в последнее время показали, что разность давлений между подогревателями при переходных режимах может быть больше, чем в расчетном стационарном режиме при максимальной нагрузке (рис. 2.7).

В результате подвода пара в нижний подогреватель от посторонних источников и неправильной установки подогревателей по высоте имели место случаи возникновения неустойчивости в работе системы регенерации и даже попадания воды в проточную часть турбин. Из более мелких недостатков отмечались хлопки в водоперепускных трубах между подогревателями и их вибрация, возникавшие вследствие увлечения в эти трубы пара из верхнего аппарата и конденсации его при повышении давления. После выявления причин ненормальной работы гравитационных схем на ряде энергоблоков были проведены их реконструкции, включавшие в себя даже изменение отметок установки подогревателей. Установлено, что разность высот между подогревателями должна быть в 1,6—1,7 раза больше максимальной разности давлений в них (в метрах водяного столба). Система защиты турбины от попадания воды состояла из быстрозапорных клапанов на паропроводах с бы-

стродействием 1 с и аналогичных клапанов на подводе конденсата в первый подогреватель с быстродействием 0,1 с. Для уменьшения количества воды, попадающей на паропровод при затоплении аппаратов, клапаны на паропроводах устанавливали вблизи подогревателей. Кроме того, на паропроводах около турбины сохраняли обратные клапаны. Все эти быстрозапорные клапаны,

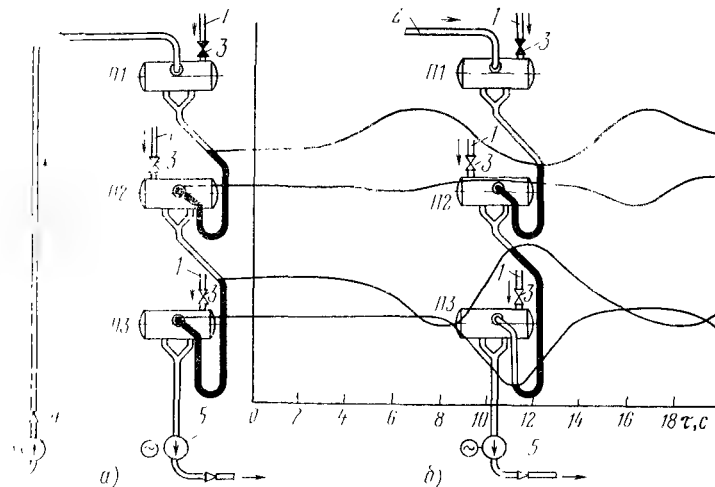


Рис. 2.7. Положение уровней в водоперепускных трубах в первом стационарном каскаде смешивающих ПНД турбины мощностью 300 МВт (Англия) при стационарном режиме (а) и переходном режиме (б) при закрытии быстрозапорного клапана на линии подвода пара.

1 — вода пара из отборов турбины; 2 — подвод конденсата; 3 — быстрозапорный клапан; 4 — группа конденсатных насосов; 5 — перекачивающий насос.

строющие автономные приводы, должны закрываться при останове турбины (сбросе нагрузки) и повышении давления в любом из подогревателей по сигналу от любого из двух установленных датчиков предельного уровня. При пуске или подключении подогревателей было предусмотрено медленное открытие быстрозапорных клапанов (по определенной программе), чтобы избежать резкого увеличения перепада давления сверх допустимого. На водоперепускных линиях перед нижерасположенными подогревателями предусматривались стабилизирующие гидравлические сопротивления.

Подобная система защиты оказалась сложной, дорогой и самое главное — ненадежной в эксплуатации. При резком увеличении расхода питательной воды или на бросках нагрузки уровень в подогревателе поднимался до уставки срабатывания защиты, что приводило к отключению системы регенерации низкого давления. При отключении среднего из трех подогревателей в одной гравитационной группе он затопливается, так как давление в нем падает до давления в верхнем аппарате. Следует отметить также, что на английских блоках смешивающие подогреватели, как правило, размещались в деаэрационной этажерке на значительном расстоянии от турбины. Такое решение кроме снижения надежности приводило к значительному увеличению длины паропроводов, росту потерь давления в них и повышению стоимости системы регенерации. В силу этих причин для ряда новых английских турбин с паропроводами из нержавеющей стали (одноконтурные АЭС) отказались от подобных схем установки смешивающих подогревателей.

Анализ опыта массового применения на электростанциях Англии систем регенерации низкого давления крупных энергоблоков только с подогревателями смешивающего типа вместо поверхностных (обусловленного желанием достижения максимального экономического эффекта) показал, что:

схемы получаются сложными, насыщенными автоматикой, защитными устройствами и арматурой, с резко удлиненными трассами паропроводов (особенно вакуумных отборов с большими диаметрами);

эксплуатационная надежность схем не удовлетворяет современным требованиям;

одновременное внедрение на ряде крупных энергоблоков многих вариантов этих систем регенерации оказалось неоправданным;

при освоении схем пришлось столкнуться с рядом новых, недостаточно изученных и отработанных ранее вопросов (например, работа аппаратов и систем в целом в условиях резко переменных режимов, при аварийных и плановых сбросах и набросах нагрузок и др.), которые потребовали значительных переделок, проведения исследований и доводочных работ непосредственно на электростанциях.

В нашей стране исследовательские и проектно-конструкторские работы по применению смешивающих ПНД проводились практически независимо от английских исследований.

Разработка первых смешивающих аппаратов базировалась на многолетних исследованиях деаэраторов, результаты которых были обобщены в руководящих указаниях по расчету и проектированию термических деаэраторов [37].

В 1958—1962 гг. в ЦКТИ были проведены исследования процессов тепломассообмена на пучке струй воды при поперечном обтекании его потоком пара в условиях вакуума [38]. Расчетные зависимости, полученные на основе этих исследований, использовались при расчете вакуумных деаэраторов и смешивающих подогревателей струйного типа.

Одной из причин повышения интереса к смешивающим ПНД было стремление исключить из питательного тракта блоков с закритическими параметрами свежего пара медьсодержащие материалы, из которых изготавливались трубки поверхностных ПНД. В связи с этим первые проектно-конструкторские проработки схем и конструкций были нацелены на замену всех поверхностных ПНД смешивающими. Были разработаны конструкции, схемы включения и компоновка смешивающих ПНД для турбин мощностью 300 и 800 МВт, а также проведены технико-экономические расчеты [39—41]. Одновременно в целях получения опыта работы гравитационных схем включения смешивающих подогревателей на двух небольших турбинах в 1966—1968 гг. были смонтированы и исследованы опытные промышленные установки смешивающих подогревателей [42, 43].

Установка на ТЭЦ Кохтла-Ярве включала в себя три смешивающих ПНД, рассчитанных на подогрев 90 т/ч химически очищенной воды и 30 т/ч основного конденсата теплофикационной турбины мощностью 12 МВт. Схема включения подогревателей приведена на рис. 2.8. Пар из отбора турбины подавался только в *П1*, тогда как в *П2* и *П3* подводился пар из общестанционной манифестрали — с практически неизменным давлением.

На рис. 2.9 приведена схема включения двух смешивающих подогревателей струйного типа, установленных на турбине мощностью 7 МВт ТЭЦ ВТИ. Подогреватели работали с переливом воды самотеком из *П1* в *П2*, рас-

стояние между которыми составляло 12,6 м. При гравитационной схеме включения данных смешивающих подогревателей в определенных условиях самовозбуждались автоколебания давления пара, а соответственно расхода и уровня воды в нижнем аппарате. Амплитуда автоколебаний составляла 0,03–0,04 МПа, частота 2–

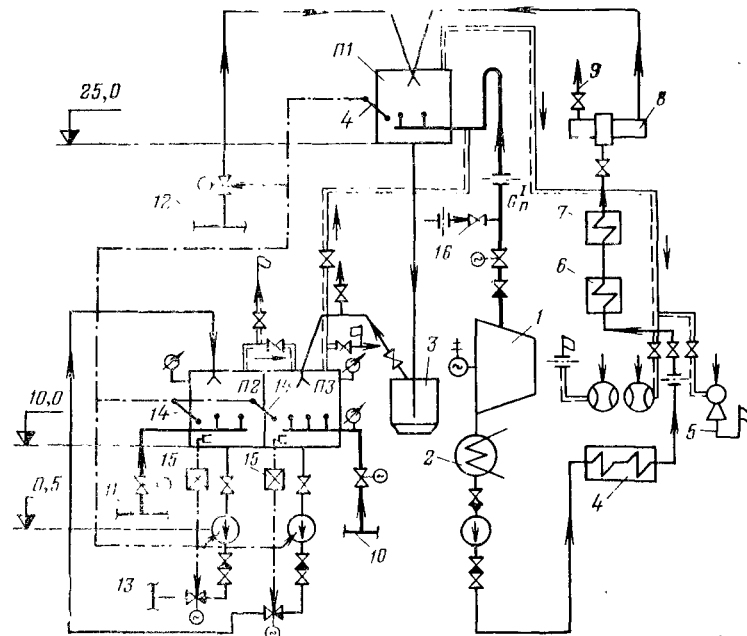


Рис. 2.8. Система подогревателей ТЭЦ Кохтла-Ярве.

1 — турбина; 2 — конденсатор; П1, П2, П3 — смешивающие подогреватели; 3 — выносной гидрозатвор; 4 — двухступенчатый пароструйный эжектор; 5 — вакуумный эжектор; 6 — подогреватель низкого давления; 7 — саллиниковый холодильник; 8 — водопереключател; 9 — конденсат в деаэраторе 0,12 МПа; 10 — стационарная паровая магистраль (0,12 МПа); 11 — стационарная паровая магистраль (0,7 МПа); 12 — магистраль химически очищенной воды; 13 — магистраль питательной воды; 14 — предельный выключатель; 15 — электронный регулятор; 16 — устройство для впуска воздуха.

3 колебания в минуту. Было установлено, что возникновение автоколебаний связано с сочетанием запаздывания в подводе греющего пара, вызванного сопротивлением паропровода, и наличием свободного столба воды в водоперепускной трубе между П1 и П2. Нормальная эксплуатация этих установок при автоколебаниях оказалась невозможной из-за периодических ударов в нижних аппаратах, вибрации установки, снижения температуры воды на выходе из П2 и пр.

В целом гравитационная схема на ТЭЦ ВТИ и Кохтла-Ярве оказалась сложной в эксплуатации и потребовала проведения доводочных и палладочных работ.

Параллельно с указанными работами в ЦКТИ были разработаны варианты схемы регенерации низкого давления для блоков мощностью 300 МВт с переводом на

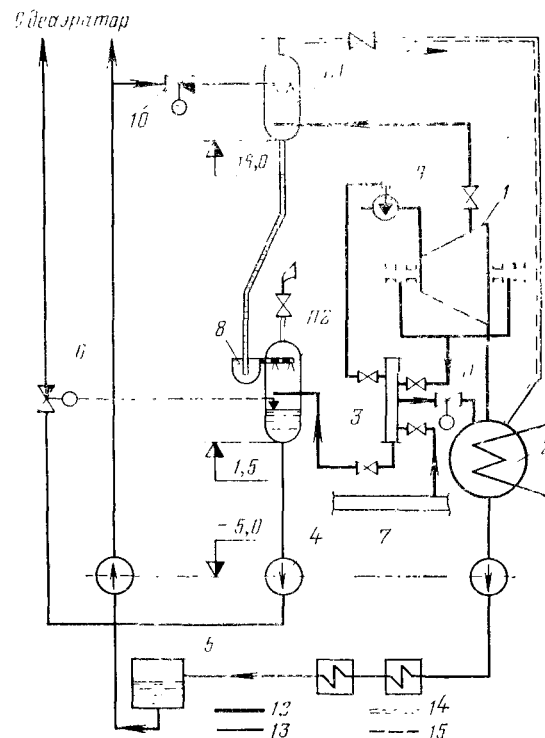


Рис. 2.9. Система смешивающих подогревателей ТЭЦ ВТИ.

1 — турбина; 2 — конденсатор; 3 — паровой коллектор; 4 — перекачивающий насос; 5 — бак запасного конденсата; 6 — электронный регулятор уровня; 7 — стационарная паровая магистраль; 8 — выносной гидрозатвор; 9 — стопорный клапан; 10 — автоматический клапан; 11 — электронный регулятор давления; 12 — пар; 13 — конденсат; 14 — выпар; 15 — импульсные линии.

смешивающий принцип работы не всех, а только одного или двух вакуумных подогревателей. Следует отметить, что наличие в схеме блоков 300 МВт БОУ и двух ступеней конденсатных насосов облегчило внедрение вакуумных смешивающих подогревателей, так как не потребовалась установка дополнительных насосов.

Практическое осуществление разработок ЦКТИ было начато в 1969 г., когда на турбине мощностью 300 МВт Конаковской ГРЭС поверхностный ПП (рис. 2.10) был заменен смешивающим [17]. В 1970 г. на той же электростанции были установлены два включенных по гравитационной схеме смешивающих ПНД [28]. Такие схемы (рис. 2.11) в дальнейшем стали называть

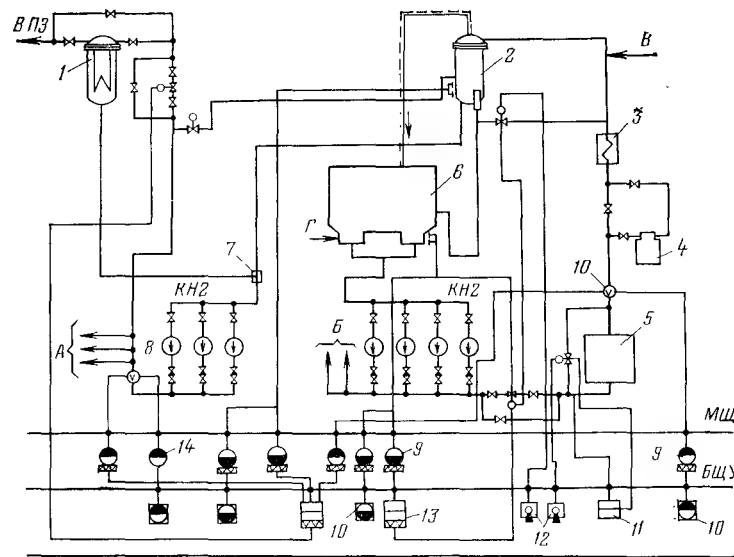


Рис. 2.10. Схема регенерации низкого давления турбины К-300-240 с одним смешивающим ПНД.

1, 2 — поверхностный ПП и смешивающий ПП; 3 — солемер; 4 — охладитель горячего конденсата; 5 — БОУ; 6 — конденсатор; 7 — точка смешения; 8 — диафрагма для измерения расхода основного конденсата; 9 — электрический датчик расхода и уровня; 10 — показывающие самопишущие приборы по расходу и уровню; 11 — сигнализирующий прибор по давлению; 12 — ключи управления; 13 — авторегулятор; 14 — показывающий прибор по расходу; МЩ — местный щит; А — конденсат на БРОУ; Б — на охлаждение БРОУ и ПЭН; В, Г — соответственно аварийная и нормальная добавка химически очищенной воды.

комбинированными, так как они включают поверхностные и смешивающие ПНД. С 1970 по 1972 г. на ряде электростанций было реконструировано еще 10 систем регенерации турбоустановок 300 МВт. В схеме включения смешивающих ПНД, разработанной во ВТИ (рис. 2.12), на линии подвода пара к нижнему подогревателю обратный клапан типа КОС не предусмотрен. Вместо

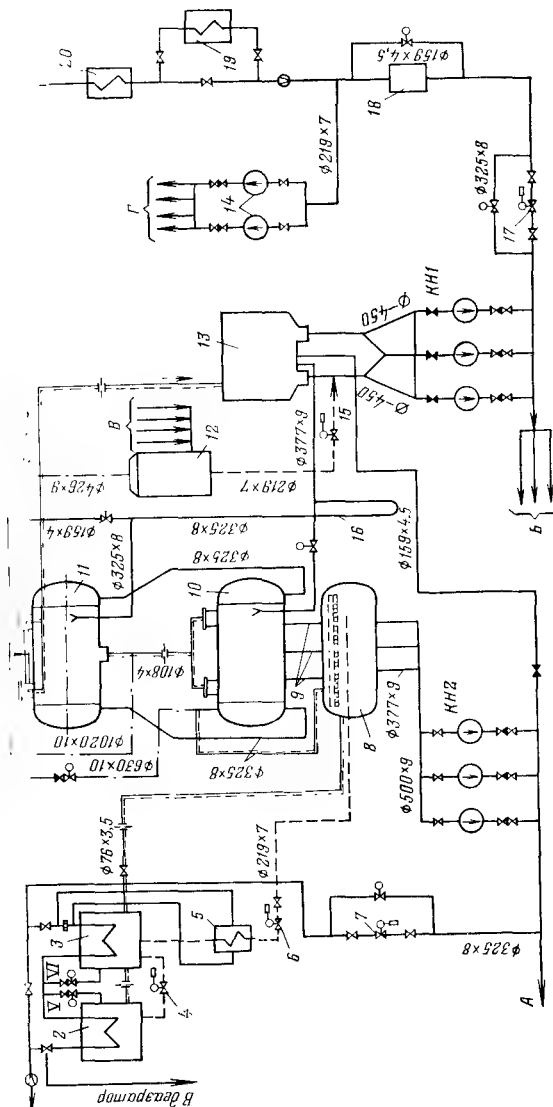


Рис. 2.11. Первоначальный вариант комбинированной схемы регенерации низкого давления блока 300 МВт со смешивающими подогревателями ПП и ПНД.
1 — конденсат в деаэрактор; 2, 3 — поверхностные ПП и ПНД; 4 — регулятор уровня в ПНД; 5 — охладитель конденсата из П4 и ПЗ; 6 — регулятор уровня в ПЗ; 7 — регулятор уровня в буферной емкости; 8 — соединительные патрубки; 9 — соединительные патрубки; 10, 11 — смешивающие подогреватели ПП и ПНД; 12 — расширительный бак; 13 — конденсатор; 14 — бывшие сливные насосы, использованные для подачи конденсата на уплотнения ПЭН, ПТН, БЭН, ПЭН; 15 — регулятор уровня в расширительном баке; 16 — гидрозапор; 17 — регулятор уровня в конденсаторе; 18 — БОУ; 19 — охладитель горячего конденсата (ОВ-140); 20 — ПС-115; ВП, ВПН — пар из оборотов на ПП и ПНД; А — конденсат на КОС; Б — конденсат на уплотнение насосов КН1, КН2 и 14, охлаждение ПЭН, ПЭН и БРОУ; В — подвод конденсата от теплых подогревателей, калориферов, подогревателей сырой и обессоленной воды; Г — конденсат на уплотнения ПЭН, ПТН и БЭН, защиту ПВД, на БРОУ, на гидропривод БРОУ.

него внутри аппарата установлена перегородка с обратными клапанами, отделяющая паровой отсек от водяного [44, 45]. Для выравнивания давления в отсеках предусмотрена уравнивательная труба диаметром 300 мм. Отсутствие КОС позволяет уменьшить потери давления греющего пара и увеличить нагрев конденсата в подогревателе. При сбросе турбиной нагрузки скорость падения давления в водяном отсеке значительно меньше,

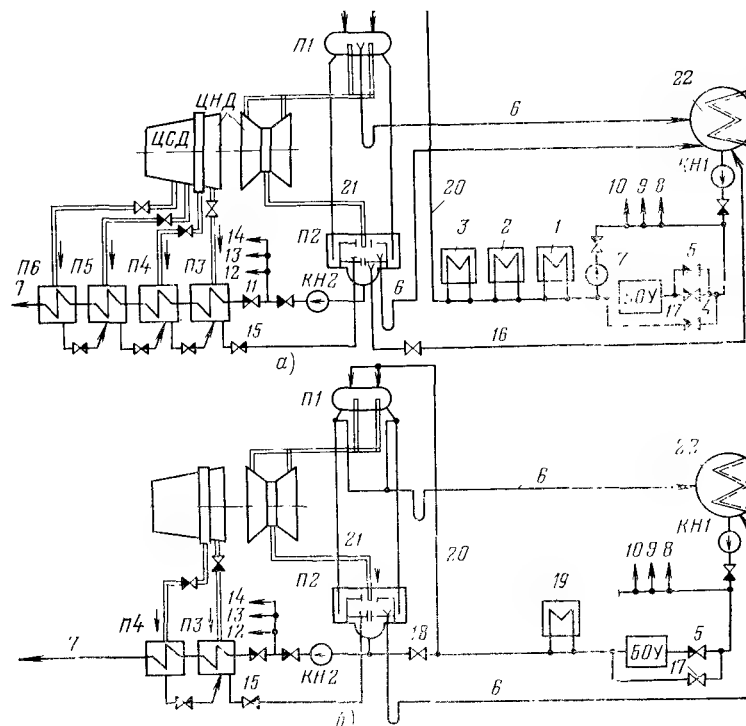


Рис. 2.12. Комбинированные схемы регенерации низкого давления турбин К-300-240 со смешивающими подогревателями П1 и П2.

а — турбина ХТГЗ на Троицкой ГРЭС; б — на Кармановской ГРЭС; 1, 2, 3 — охладители пара основных эжекторов, дренажей бака низких точек эжекторов уплотнений соответственно; 4, 5 — клапаны регулятора уровня в конденсаторе; 6 — аварийный перелив из П1 в конденсатор через гидрозатвор; 7 — конденсат в деаэратор; 8 — на конечные охладители БРОУ; 9 — на охлаждение двигателя ПЭН; 10 — на заполнение гидрозатворов аварийного перелива из П1 и П2; 11 — клапан регулятора уровня в П2 (РУП-2); 12 — на питание обратных клапанов типа КОС; 13 — на уплотнения ПЭН и ПТН; 14 — на впуски БРОУ; 15 — клапан регулятора уровня в поверхностном ПЗ; 16 — переливная линия в конденсатор; 17 — обвод БОУ; 18 — обвод смешивающих ПНД; 19 — сальниковый подогреватель; 20 — основной конденсат; 21 — линии греющего пара; 22 — конденсатор.

и в паровом, что при определенных условиях благоприятно сказывается на работе перекачивающего насоса [46].

Одним из основных вопросов, ставивших под сомнение надежность данной схемы, был вопрос о количестве влаги пара, выносимого из П2 в турбину при полном сбросе нагрузки. Проведенные совместно с турбостроительными заводами расчеты показали, что влияние обратного потока пара на разгон турбины несущественно и им можно пренебречь. Для определения влажности обратного потока пара были проведены стендовые исследования и динамические испытания системы регенерации с полным сбросом нагрузки турбины. Эти исследования и испытания, результаты которых подробно рассмотрены ниже, показали:

применение перегородки, отделяющей водяной объем, полностью исключает влияние этого объема на влажность обратного потока пара;

влажность этого пара при вскипании воды максимальна в первые 2 с после сброса давления, а затем резко падает. Она зависит в основном от высоты слоя воды в паровом пространстве над перегородкой, расстояния между уровнем этой воды и выходным сечением отборного паропровода, отношения площади сечений подогревателя и пароподводящей трассы. Чем меньше высота слоя, больше расстояние и названное отношение, тем меньше средняя за первые 2 с влажность. Была разработана методика расчета высоты слоя кипящей жидкости и влажности обратного потока пара и даны рекомендации по выбору размеров аппарата с учетом условия обеспечения приемлемой влажности;

находящиеся в эксплуатации подогреватели со встроенной перегородкой не представляют опасности для лопаточного аппарата турбины.

Испытания систем регенерации со смешивающими П1 и П2 на турбинах К-300-240 ЛМЗ показали, что в некоторых эксплуатационных ситуациях (отключение ПВД, останов КН1 и пр.) в связи с возрастающей разностью давления в отборах турбины происходят затопление водой П1 и срабатывание аварийного перелива из П1 в конденсатор, что в конечном счете может вызвать отключение блока. Во избежание этого [47] были выполнены линии перелива из верхней части водоперепускных труб через гидрозатвор в конденсатор и обвода

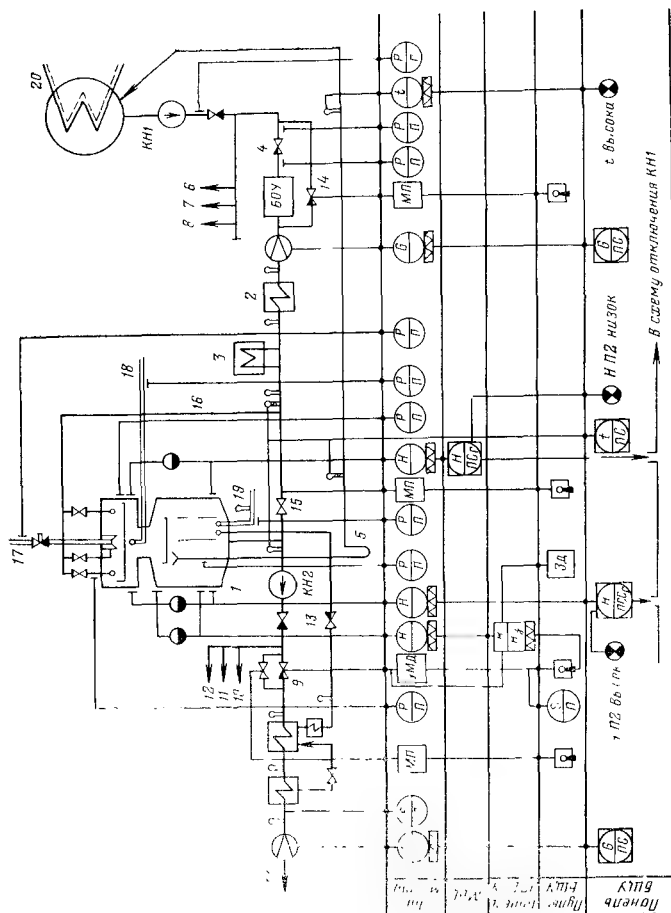


Рис. 2.13. Схема регенерации низкого давления турбины К-300-240 ЛМЗ со смешивающим ПНД и расположением контрольно-измерительных приборов.

1 — смешивающий ПНД; 2 — подогреватель ПНД; 3 — сальниковый подогреватель; 4 — регулятор уровня в конденсаторе; 5 — аварийный перелив; 6 — конденсат на конечные охладители БРОУ; 7 — на охлаждение электропитателя ПЭН; 8 — на запитывание гидрозатвора; 9 — клапан регулятора уровня в ПНД; 10 — на питание КОС; 11 — на уплотнение ПЭН и ПТН; 12 — на вырсы БРОУ; 13 — РУП-3; 14 — байпас БРОУ; 15 — байпас ПНД; 16 — конденсат; 17 — пар из парогенератора; 18 — пар из уплотнений турбины; 19 — выпар из поверхностного вода; 20 — циркуляционная вода; 21 — в деаэрактор.

смешивающих ПНД с автоматизированной задвижкой, а по предложению ЦКТИ [48] — водоперепускная линия из ПНД через гидрозатвор на вход насосов второй ступени, с помощью которой осуществляется автоматизированный обвод ПНД.

Необходимость реализации этих предложений связана с трудностью компоновки смешивающих ПНД в машинном зале при большой разности давлений в подогревателях, характерной для турбины К-300-240 ЛМЗ. Эти предложения хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации, но несколько усложнили систему регенерации. Учитывая трудности осуществления гравитационной схемы на действующих турбинах, в 1974 г. на некоторых блоках 300 МВт реализовали схему с одним смешивающим ПНД (рис. 2.13). В этом случае при меньших объемах работ и затратах на реконструкцию реализуется большая часть выигрыша в экономичности, полученного при гравитационной схеме, поскольку в данной турбоустановке как абсолютный нагрев, так и фактический подогрев основного конденсата до температуры насыщения греющего пара в поверхностном ПНД существенно больше, чем в ПНД. Эта схема была испытана и хорошо зарекомендовала себя в эксплуатации [49]. В течение 1976—1981 гг. по этой схеме была проведена реконструкция систем регенерации на 21 турбине К-300-240 Бармановской, Литовской, Лукомльской и Костромской ТЭС (рис. 2.14).

Анализ результатов большого комплекса палладочных работ на установках со смешивающими подогревателями, а также всесторонние их испытания [50] позволили разработать для турбин 300 МВт схемы включения смешивающих ПНД, конструкции аппаратов, а также инструкцию по их эксплуатации, которые были рекомендованы в качестве типовых для широкого внедрения.

2.2. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ ТУРБОУСТАНОВОК 300 МВт

Типовая гравитационная схема для турбины К-300-240 ЛМЗ приведена на рис. 2.15. Конденсат из конденсатора 1 откачивается КН1 и подается на БОУ. Из напорного коллектора КН1 отбирается конденсат на вырсы в пароохладители конденсатора, на уплотнение конденсатных насосов, на охлаждение сальников бусовых насосов. После БОУ отбирается конденсат на

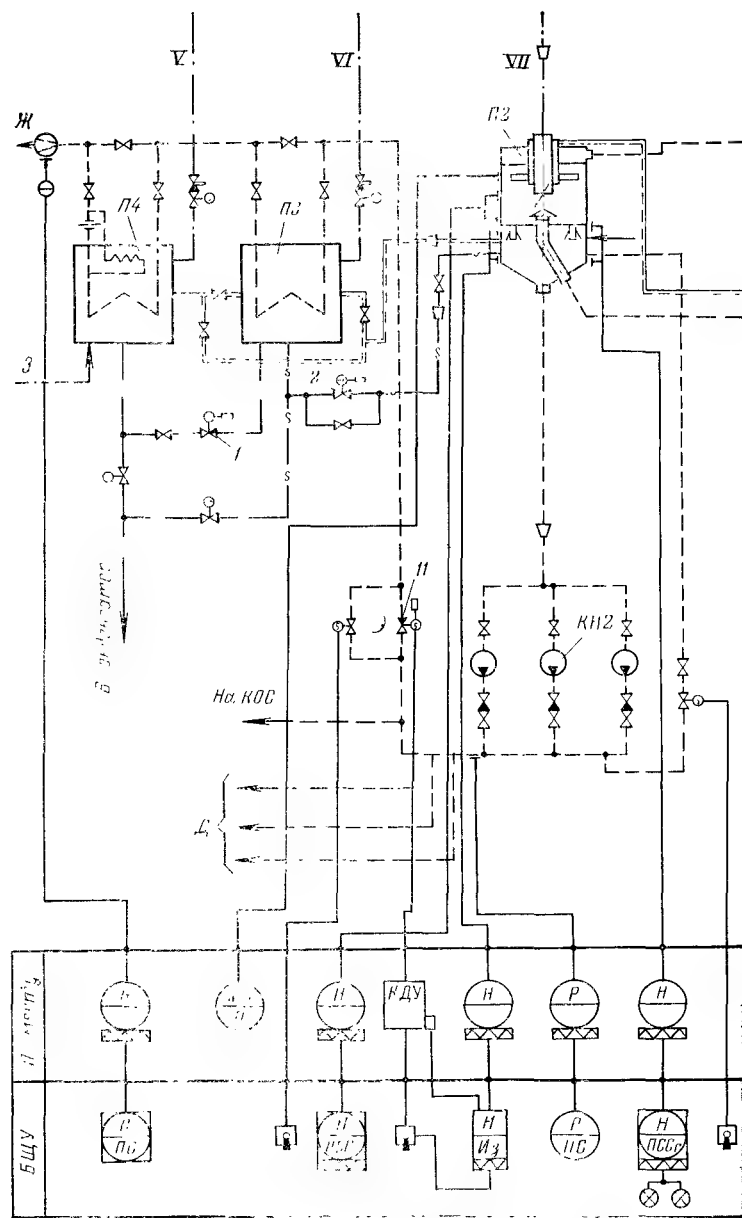
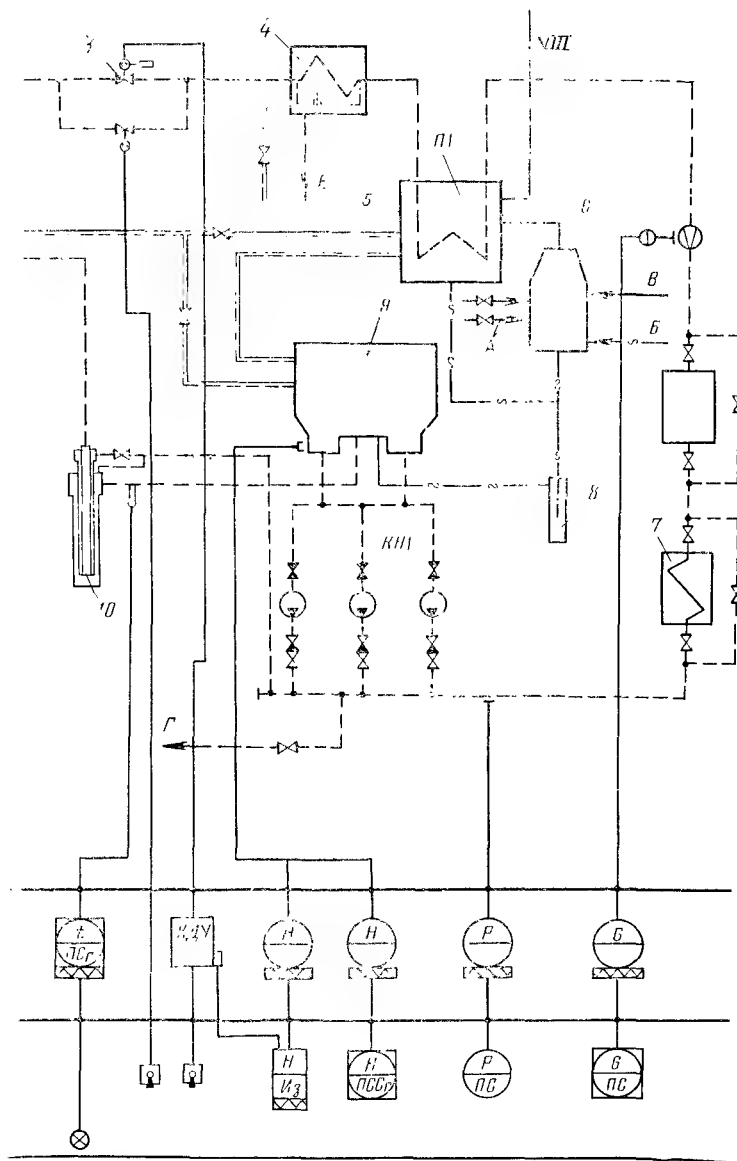


Рис. 2.14. Схема регенерации низкого давления турбины К-300-240. ПЗ и П4 — поверхностные; 1, 2, 3, П1 — соответственно регуляторы уровня в горячей смеси из уплотнений; 5 — поверхностный П1; 6 — расширительный бак гидрозатвор; П — регулирующий клапан; А — дренаж калориферов; Б — дренаж уплотнения КН; Д — на уплотнения ПЭН, ПТН, защиту ПВД, впрыск БРОУ отборов турбины.



МЗ с вертикальным смешивающим П2.

ПЗ, конденсаторе и П2; П2 — смешивающий; 4 — охладитель паровоздушного конденсата; 8 — гидрозатвор; 9 — конденсатор; 10 — к из сетевых подогревателей; В — выпар деаэратора; Г — конденсат на в конденсатор; Ж — в деаэратор; З — дренаж из ПВД; V — VII — пар из

подпитку системы охлаждения статора и ротора пита- тельного электронасоса. Основной поток конденсата после БОУ через охладитель водорода 2, сальниковый по- догреватель 5 (ПС-115) и регулятор уровня 6 в конден- саторе подается в смешивающий П1. Параллельно ПС-115 по охлаждающему конденсату устанавливается водо-водяной теплообменник 3 (ОВ-40), через который

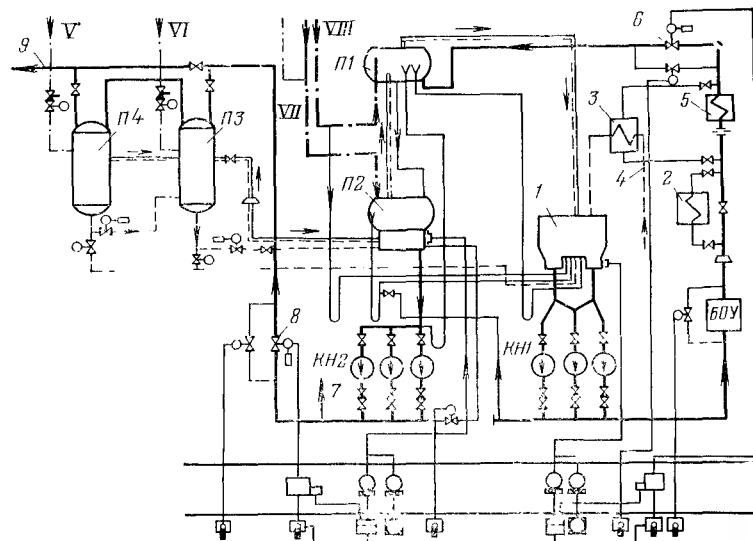


Рис. 2.15. Типовая комбинированная схема регенерации низкого давления со смешивающими П1 и П2 для блоков с турбиной К-300-210 ЛМЗ.

сбрасывается в конденсатор конденсат 4 греющего пара калориферов котла и сетевых подогревателей. Для нор- мальной работы ОВ-40 расход основного конденсата через ПС-115 ограничивается дроссельной диафрагмой. При обеспечении достаточной чистоты указанных пото- ков (качественная отмывка аппаратов, достаточная плотность сетевых подогревателей и т. д.) они могут быть введены без охлаждения в П2, что позволит упро- стить схему конденсатного тракта и повысить ее эконо- мичность.

Из смешивающего П1 конденсат самотеком поступа- ет в смешивающий П2 и далее к КН2. На сливе конден-

сата из П1 и П2 имеется обратный клапан, встроенный в водяную камеру подогревателя П2. Конденсатосбор- ник П2 отделен от парового отсека перегородкой с об- ратными клапанами. Обратного клапана типа КОС на паропроводе VII отбора нет.

Из напорного коллектора КН2 конденсат отбирает- ся к потребителям конденсата повышенного давления на уплотнение питательных насосов, на впрыск БОУ, на защиту ПВД, на систему обратных клапанов (КОС), на впрыск РОУ и в горячий промежуточный пе- регрев. Далее основной поток конденсата через регу- ляр уровня 8 в П2 и через поверхностные ПЗ и П4 по- падает в деаэратор 9. Конденсат греющего пара и отсос паровоздушной смеси из ПЗ и П4 каскадно отводятся в П2. Для обеспечения пусковых режимов имеется ли- ния рециркуляции КН со сбросом конденсата в П2. Конденсат от паружных камер уплотнений питательных насосов отводится также в П2. Паровоздушная смесь из П2 отводится в П1, а из него — в конденсатор. Выпол- нены аварийные переливы из П1 и П2 в конденсатор через гидрозатворы высотой соответственно 3 и 14 м. Кроме того, из П1 имеется перелив через гидрозатвор во всасывающий коллектор КН2. Из ПЗ и П4 сохране- ны аварийные сбросы дренажа в конденсатор на случай разрыва трубок, исключающие переполнение этих по- догревателей. Греющий пар в П1 подается по паропро- воду без арматуры. В связи с тем, что П1 расположен в паровой камере отбора турбины, из нижней точки паропро- вода предусмотрена линия отвода дренажа через гидрозатвор в конденсатор. В схеме имеются также ли- нии с арматурой, байпасирующие БОУ, и регуляторы уровня в конденсаторе и в подогревателе П2.

Типовая схема регенерации турбоустановки К-300-240 ЛМЗ отличается от рассмотренной схемы регенерации турбины 300 МВт ЛМЗ тем, что из-за меньшей разни- цы давлений между П2 и П1 (при номинальном режи- ме 0,045 против 0,07 МПа) П1 устанавливается на од- ной высоте с отметкой обслуживания. В этом случае не возникает необходимости в переливах через гидрозатво- ры из П1 в конденсатор и из П1 на вход в КН2. Подоб- ная схема выполнена на турбине К-300-240 ХТГЗ Тро- иской ГРЭС (рис. 2.12, а).

Типовая схема с одним смешивающим П2 практиче- ски не отличается от схемы, приведенной на рис. 2.13.

2.3. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СХЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ ДЛЯ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ТУРБОУСТАНОВОК

Анализ возможности применения смешивающих ПНД в системах регенерации конденсационных паровых турбин, выпускаемых отечественными заводами, показывает, что на современном этапе во всех случаях целесообразно применять комбинированную систему регенерации. Это не исключает, однако, применения в будущем схемы со всеми смешивающими ПНД.

Комбинированная схема должна удовлетворять следующим требованиям:

максимальная и стабильная тепловая эффективность работы всех элементов системы регенерации низкого давления;

надежность и безаварийность работы ПНД;

надежная защита смешивающих ПНД от переполнения, а турбины — от заброса воды и попадания в нее обратных токов влажного пара из смешивающих ПНД;

минимальное количество перекачивающих конденсатных насосов;

компактность схемы регенерации, минимальная длина паропроводов;

простота схемы регенерации и удобство ее обслуживания, работоспособность во всех эксплуатационных режимах работы блока, включая аварийные;

минимальные капитальные затраты;

возможность глубокой деаэрации конденсата и предотвращение выноса окислов железа и меди из регенерации низкого давления в водопаровой тракт энергоблока.

Смешивающие подогреватели, как уже отмечалось, целесообразно использовать в первую очередь на вакуумных отборах турбины, где влажный или слабо перегретый пар обычно содержит значительное количество воздуха. При этом обеспечиваются максимальный и стабильный нагрев конденсата в данных ступенях регенерации, поскольку смешивающие подогреватели по сравнению с поверхностными во много раз менее чувствительны к присутствию неконденсирующихся газов; устранение потери теплоты, связанной с отводом в конденсатор конденсата греющего пара и ПНД; надежная работа последующих поверхностных ПНД в связи с отсутствием их тепловой перегрузки при нормальной работе вакуумных ПНД; возможность деаэра-

ции конденсата в начале системы регенерации низкого давления и защиты от коррозии последующего тракта. Технико-экономические исследования и проектно-конструкторские проработки ЦКТИ показывают, что для серийных паротурбинных установок мощностью 200—1000 МВт целесообразны варианты комбинированных систем регенерации низкого давления, приведенные в табл. 2.1. Например, для турбины К-160-130 ХТГЗ, имеющей в схеме регенерации низкого давления пять ступеней подогрева, на смешивающий принцип рациональнее перевести три подогревателя: *П1*, *П2* и *П3*. При этом включение *П1* и *П2* осуществляется по типовой гравитационной схеме. Аппараты выполняются горизонтальными. Решения по защитным устройствам для этого участка схемы сохраняются такими же, как и в типовой схеме. Учитывая разность давлений пара в отборах подогревателей *П2* и *П3*, последний предпочтительнее выполнить вертикальным, установить после *П2* группу перекачивающих насосов. При таком решении подогреватели низкого давления размещаются под отметкой обслуживания турбины (9 м) и вблизи нее, сохраняется минимальная длина линий отборов пара и практически все остальные рассмотренные преимущества комбинированной системы подогрева воды.

Для турбоустановки К-200-130 ЛМЗ предпочтительнее является схема с вертикальными смешивающими ПНД *П1* и *П2* и тремя группами насосов. В рассматриваемом случае все подогреватели также располагаются вблизи турбины и под отметкой ее обслуживания, что дополнительно к указанным ранее преимуществам сохраняет эстетику машинного зала. Так как аппарат *П1* обычно выполняется встроенным в конденсатор этой турбины, для практического осуществления может быть принят вариант этой схемы с одним смешивающим *П2*.

Для турбоустановок К-300-240 ЛМЗ и ХТГЗ, как и отмечалось, целесообразным вариантом комбинированной регенерации низкого давления является система со смешивающими *П1* и *П2* горизонтального типа, включенными по гравитационной схеме.

Для турбоустановки К-300-240 ЛМЗ в отдельных случаях с учетом конкретных особенностей и условий электростанции может быть применен также вариант, в котором на смешивающий принцип переводится только *П2*.

Таблица 2.1

Турбина	Давление греющего пара в смешивающих подогревателях, кПа			Рекомендуемая схема регенерации
	П1	П2	П3	
К-160-130-2*	34,3	73,0	145	
К-200-130	25,0	123,0	264	
К-300-240	15,0	85,0	235	
К-300-240*	25,4	59,7	122	

Продолжение табл. 2.1

Турбина	Давление греющего пара в смешивающих подогревателях, кПа			Рекомендуемая схема регенерации
	П1	П2	П3	
К-240*	27,7	64,0	131	
К-300-130	20,4	117,0	297	
К-300-166	23,0	122,0	334	
К-300-240	23,0	122,0	282	
К-200-240	21,7	62,5	120	

*ХТГЗ, остальные—ЛМЗ

Из табл. 2.1 также видно, что при реконструкции систем регенерации низкого давления находящихся в эксплуатации турбоустановок К-300-240 ХТГЗ могут быть применены два варианта: типовая схема с гравитационным расположением смешивающих П1 и П2 (вариант а) и схема по варианту б. Различие между ними состоит в том, что в схеме б конденсатор вторичного пара испарителей КИ вместо поверхностного выполняется смешивающим. При этом из схемы исключаются группа сливных насосов и выносной охладитель конденсата греющего пара после ПЗ (схема а), но появляется группа насосов КНЗ. По экономичности оба варианта примерно одинаковы, но схема с КИ смешивающего типа имеет в аппаратах меньшую суммарную поверхность из латуни, контактирующую с питательной водой.

Для турбоустановок К-500-240 рациональна схема с смешивающими П1, П2 и ПЗ. Подогреватели П1 и П2 целесообразно выполнить горизонтальными и включить по гравитационному принципу, а ПЗ в этом случае будет вертикальным. При таком решении в комбинированной системе регенерации низкого давления, так же как в схеме с поверхностными аппаратами, сохраняются три группы насосов; все аппараты размещаются вблизи турбины и под отметкой обслуживания; для гравитационной схемы включения аппаратов П1 и П2 сохраняются все ранее отработанные в схемах блоков 300 МВт системы защит от переполнения и заброса воды; длины паропроводов будут минимальными. Все конструктивные элементы подогревателей П1, П2 и ПЗ унифицируются с аналогичными узлами аппаратов, проверенных в эксплуатации на блоках 300 МВт.

Из рис. 2.16 видно, что двухкорпусный горизонтальный смешивающий П1 и однокорпусный горизонтальный смешивающий П2 включены по гравитационной схеме и размещены под отметкой обслуживания турбины.

Из изложенного видно, что выбор рационального для данного объекта варианта комбинированной системы регенерации низкого давления определяется совокупностью многих факторов, из которых особо следует выделить экономичность, надежность, число групп насосов и условия компоновки. Осуществлению той или иной схемы регенерации на любом энергоблоке должна пред-

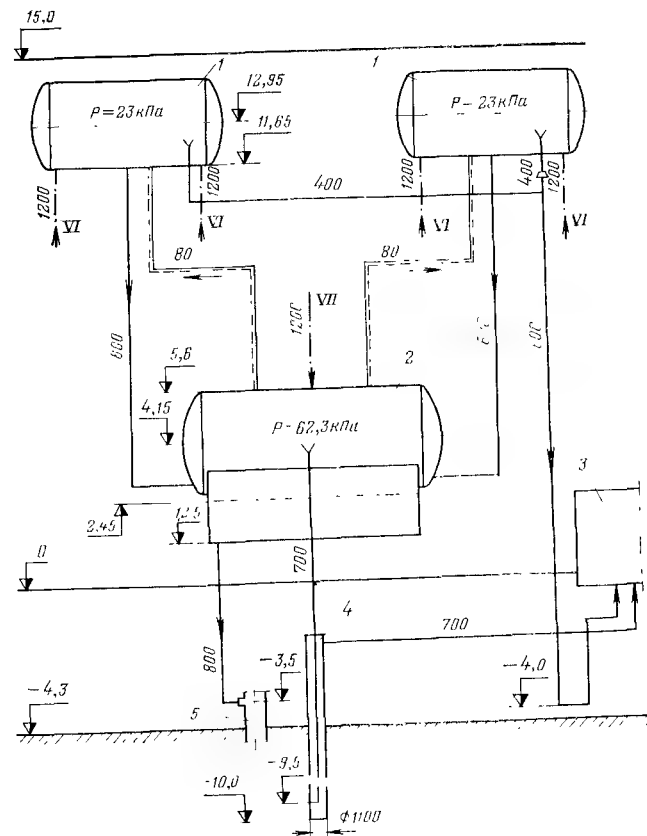


рис. 2.16. Принципиальная схема установки смешивающих ПИД в системе регенерации турбины К-1000-60/3000.

1 — подогреватель П1; 2 — подогреватель П2 с конденсатосборником; 3 — конденсатор; 4 — гидрозащита на линии аварийного перелива из П2 в конденсатор; 5 — КНЗ; VI и VII — пар из отборов турбины; здесь и далее цифрами в линиях указаны диаметры трубопроводов в метрах.

дествовать расчетно-конструкторская проработка всех этих вопросов. При этом при проектировании защитных устройств и элементов схемы необходимо применять конструктивные решения, проверенные в ходе специальных испытаний и длительного опыта эксплуатации.

2.4. СХЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ ДЛЯ ТУРБОУСТАНОВОК К-500-130 И К-800-240

В турбине К-500-130-2 ЛМЗ для полупикового энергоблока и в турбине К-800-240-5 ЛМЗ предусмотрен применение комбинированной схемы с двумя вертикальными смешивающими подогревателями с перекачивающими насосами между ними. Как видно из рис. 2.17 конденсат из конденсатора 2 откачивается насосом

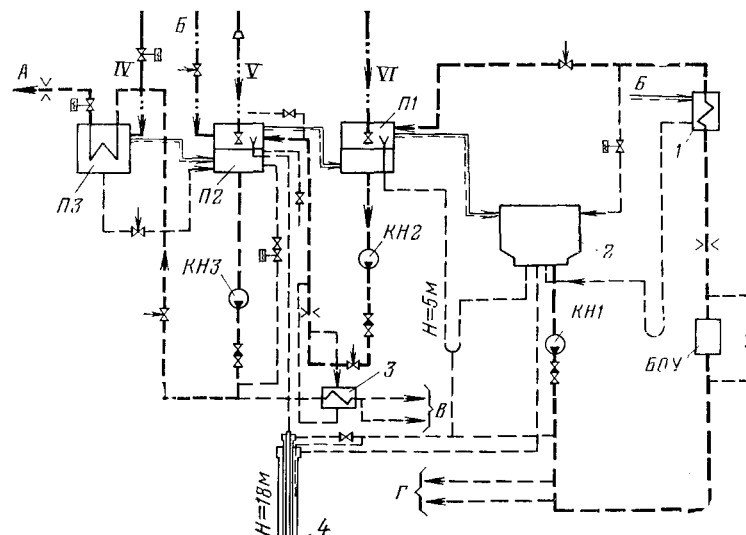


Рис. 2.17. Принципиальная схема комбинированной регенерации низкого давления турбины К-500-130-2 ЛМЗ для маневренного энергоблока.

А — питательная вода в деаэратор; Б — пар от концевых уплотнений турбины; В — конденсат на уплотнение ППД и на запитку ПВД; Г — на КОС и конечный выпуск БРОУ.

КН1 (в схеме маневренной турбоустановки конденсатные насосы приняты без резерва) и подается на БОУ. После БОУ конденсат через салыниковый подогреватель 1 (ПС-220) и регулятор уровня в конденсаторе подается в смешивающий П1. Из П1 конденсат забирается насосом КН2 (перекачивающий насос) и через регулятор уровня подогревателя П1 подается в смешивающий П2. Из П2 конденсат забирается насосом КНЗ и далее через регулятор уровня в П2 и поверхностный ПЗ подается в деаэратор. Конденсат греющего пара подогревателя ПЗ самотеком отводится в П2. Отвод паровоз-

душной смеси также предусмотрен каскадным (из ПЗ в П2, из него в П1, а затем в конденсатор). Для обеспечения автоматизации пусковых режимов имеется линия рециркуляции насосов КНЗ со сбросом конденсата в П2. Конденсат греющего пара калориферов котла также вводится в П2. Из П1 и П2 предусмотрены аварийные переливы конденсата в конденсатор через гидрозатворы 4 высотой соответственно 5 и 18 м.

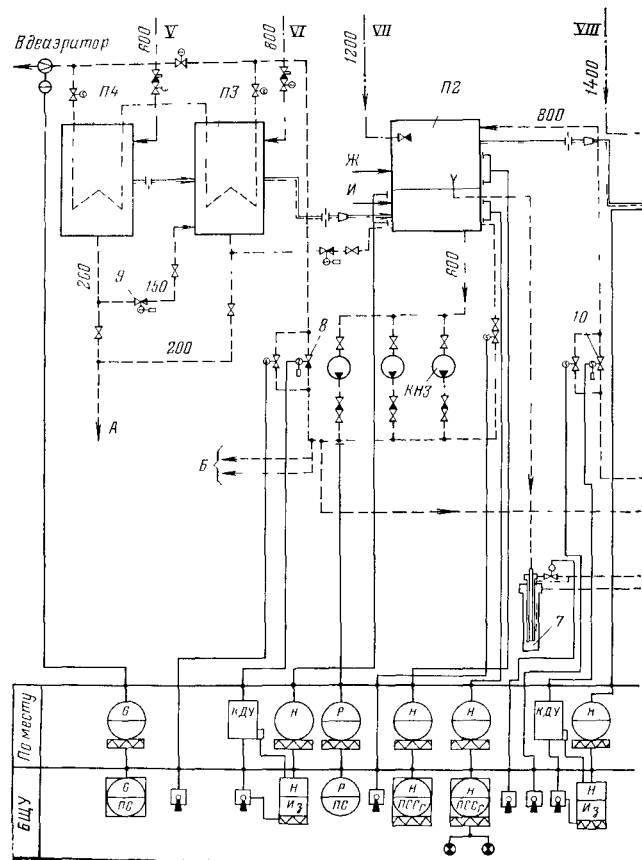
В связи с тем, что температура конденсата на выходе из П2 превышает 100°C , конденсат, отбираемый из напорной линии насосов КНЗ для концевых уплотнений паропитательного насоса, предварительно охлаждается до 95°C в специальном теплообменнике 3. Этот теплообменник включен по охлаждающему конденсату в линию основного конденсата до подогревателя П2. Уплотняющий конденсат из внутренних камер уплотняющего насоса сливается в деаэратор, а из наружных камер — на вход основного конденсата в П2.

Обратные клапаны на паропроводах к П1 и П2 не устанавливаются. В качестве защитных средств, предотвращающих обратный поток пара из подогревателей в турбину, предусматриваются разделительные перегородки и встроенный в аппарат паровой обратный клапан. Рециркуляция насосов КН1 и КН2 на пусковых режимах осуществляется через линии аварийного перелива конденсата из П1 и П2 в конденсатор, что позволяет одновременно проверить нормальное функционирование этих линий.

Применение такой схемы позволяет обеспечить компактность системы регенерации низкого давления на уровне обычной системы, включающей только поверхностные подогреватели. Кроме того, данный вариант включения смешивающих ППД позволяет установить П2 и КНЗ на нулевой отметке и обеспечить необходимый подпор во входных патрубках этих насосов. Маневренный зал турбоустановок К-500-130 не имеет подальной отметки, в связи с чем КН1 имеют индивидуальный приямок, который используется дополнительно для установки гидрозатворов линий аварийного перелива конденсата из П1 и П2 в конденсатор.

На рис. 2.18 приведена схема конденсатного тракта турбоустановки К-800-240 со смешивающими П1 (ПНС-2000-1) и П2 (ПНС-2000-2), имеющая некоторые отличия от схемы турбоустановки К-500-130. На началь-

конденсата проходит через охладитель водорода, первый сальниковый подогреватель ПС-220 и через регулятор уровня в конденсаторе поступает в смешивающий П1. Из П1 конденсат откачивается насосами КН2 (КСВ-1000-40) и через второй сальниковый подогреватель ПС-300 и регулятор уровня в П1 подается в смешивающий П2. Из него конденсат забирается насосами КН3 и через регулятор уровня в П2, поверхностные



турбоустановки К-800-240. 5 — охладитель конденсата на уплотнителях; 7 — гидрозатвор на линии аварийного перелива из П2 в конденсатор; РУК — регулятор уровня в конденсаторе; А — конденсат; В — конденсат на уплотнениях ПТН и защиту ПВД; Г — вода от впускного БРОУ и эжектор ПТН; Ж — дренаж сетевых подогревателей;

ПЗ (ПН-1000-32-7-Пнж) и *П4* (ПН-1000-32-7-1нж) подается в деаэратор. Из напорного коллектора насосов *КНЗ* конденсат подается на впрыск БРОУ, РОУ 16/13, РОУ 13/7 и БРОУ собственных нужд. Из этого же коллектора осуществляется подача конденсата на уплотнения турбопитательного и бустерных насосов, а также на систему защиты ПВД. Так же как в схеме турбоустановки К-500-130, для трех последних потребителей конденсат предварительно охлаждается до 95°C в водяном теплообменнике, включенном по охлаждающей воде параллельно ПС-300. Конденсат из внутренних камер уплотнений турбопитательного насоса сливается, как обычно, в деаэратор, а из паружных камер отводится в *П1* через гидрозатвор высотой 7 м.

Схема с перекачивающими насосами по сравнению с гравитационной схемой имеет лишнюю группу насосов. Однако она обладает и преимуществами, главные из которых следующие: компактность системы регенерации низкого давления независимо от разности давлений в *П1* и *П2*; возможность применения вертикальных смешивающих ПВД, более технологичных в производстве в сравнении с горизонтальными; возможность обеспечения более высокого подпора конденсатным насосам.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

3.1. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ

Для эффективной работы смешивающих подогревателей необходимо прежде всего обеспечить равномерное распределение в аппарате взаимодействующих фаз путем либо дробления воды в паровом пространстве, либо ввода пара под слой воды. Равномерное распределение воды производится с помощью перфорированных тарелок (лотков), различных разбрызгивающих сопл, упорядоченной и неупорядоченной насадок и пр. Дробление воды может осуществляться как при использовании избыточного давления, так и при свободном ее сливе внутри аппарата. Для дробления можно использовать также энергию парового потока.

Как как температура воды на входе в подогреватель значительно ниже (иногда на 50—60°C) температуры насыщения греющего пара, в них, как правило, применяется распределение воды в паровом пространстве. Распределение пара под слоем воды применяется только в отдельных случаях для ее догрева и деаэрации, причем разность температур насыщения греющего пара и воды на входе в аппарат не должна превышать 5—10°C. При более высоких значениях этой разности конденсация пара сопровождается гидроударами, шумом и вибрацией. При соблюдении указанной разности температур ввод пара под уровень воды позволяет нагреть его выше температуры насыщения до значения, соответствующего гидростатическому давлению в точке ввода пара.

Для проверки работоспособности гравитационной схемы включения смешивающих подогревателей с различным водораспределением и перекачивающих насосов в условиях переменного давления в аппаратах соприкасалось несколько опытных установок.

При сооружении первых опытных установок со смешивающими подогревателями использовали опыт расчета и проектирования деаэраторов [37, 39] с водораспределением с помощью системы перфорированных тарелок, расположенных друг над другом в несколько ярусов, или с помощью слоя неупорядоченной насадки.

Установка на ТЭЦ ВТИ включала два вертикальных смешивающих подогревателя струйного типа, в каждом из которых было по три перфорированные тарелки. Нижний подогреватель (рис. 3.1) отличался от верхнего наличием конденсатосборника, в котором автоматически поддерживался заданный уровень воды. Пар подводился под нижнюю тарелку над уровнем воды в конденсатосборнике и двигался вверх навстречу падающим струям воды. При этом теплообменивающиеся среды двигались по противоточно-перекрестной схеме. Номинальное давление в *П1* и *П2* составляло соответственно 0,03 и 0,11 МПа, максимальный расход воды на входе в *П1* равнялся 40 т/ч.

Установка на ТЭЦ Кохтла-Ярве состояла из трех подогревателей с неупорядоченной насадкой, выполненных в форме горизонтальных цилиндров диаметром 1,8 м и длиной 1,8 м. Объединенные в одном корпусе *П2* и *П3* (рис. 3.2) были установлены на отметке 10, *П1*—

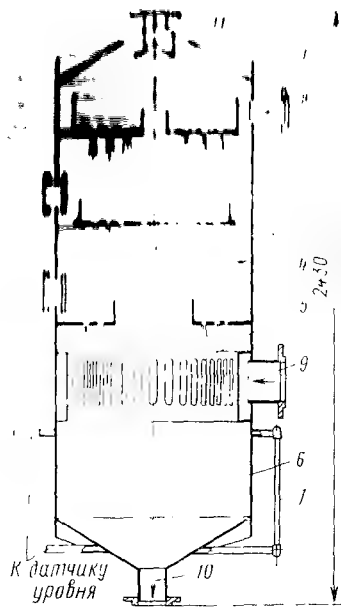


Рис. 3.1. Смешивающий П2 струйный аппарат

1 — общий корпус; 2 — водораспределительная камера; 3 — платформа; 4 — смотровое окно; 5 — паровпускной короб; 6 — горизонтальная труба; 7 — водомерный стек; 8 — вход воды; 9 — выход воды; 10 — датчик уровня; 11 — отвод пара.

на отметке 25 м. Конденсат из П1 в П2 поступал самотеком, а из П2 в П3 подавался перекачивающим насосом. Насадка (в П1 и П3 — кольца Рашига, в П2 — омегаобразные элементы) была засыпана в кассеты размером $1,7 \times 1,4 \times 0,2$ м. Максимальный расход воды на входе в П1 составлял 120 т/ч, номинальное давление в П1, П2 и П3 равнялось соответственно 0,02; 0,12 и 0,7 МПа.

Испытания показали, что в подогревателях обеих установок в установившихся режимах вода нагревается практически до температуры насыщения. Одновременно было выявлено, что при определенных условиях в нижних подогревателях самовозбуждаются автоколебания давления, приводящие к резкому периодическому изменению расхода воды на входе в аппарат и колебаниям ее уровня в конденсатосборнике. Автоколебания были устранены после удаления дроссельной шайбы на линии подвода пара к подогревателю П2, введения дополнительного гидравлического сопротивления на водоперепускной линии, сооружения напорной водораспределительной камеры с перфорированным днищем. Опыт создания и эксплуатации этих установок показал, что подогреватели с неупорядоченной насадкой уступают струйным по простоте, стоимости, использованию дефицитных материалов, опасности попадания элементов насадки в насосы и пр. При эксплуатации установки в автоколебательном режиме наблюдались разрушение кассеты в подогревателе П2 и выброс из нее омегаобразных элементов. В аппаратах с неупорядоченной насадкой по сравнению со струйными существенно больше по-

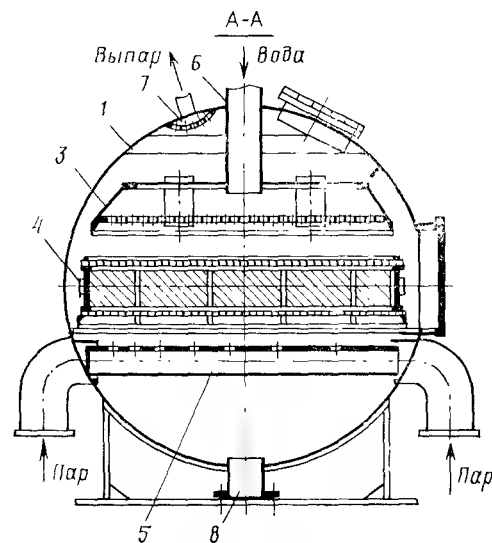
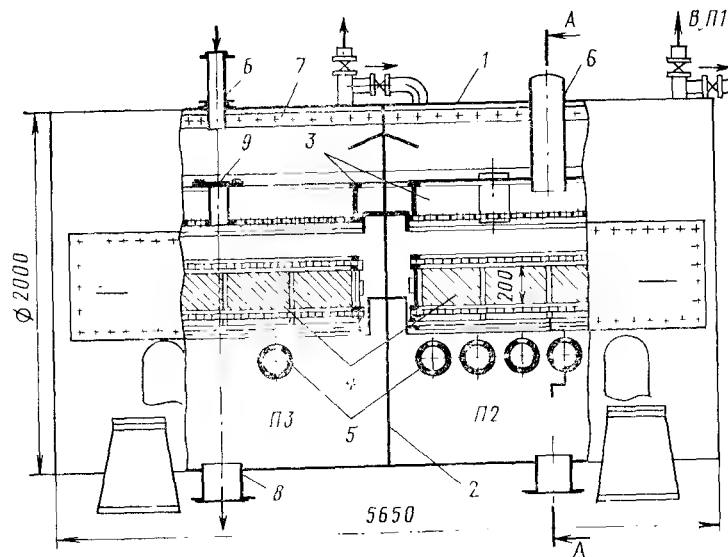


Рис. 3.2. Схема внутреннего устройства блока смешивающих П2 и П3.

1 — общий корпус; 2 — вертикальная перегородка; 3 — водораспределительная камера; 4 — кассеты с неупорядоченной насадкой; 5 — парораспределительные трубы; 6 — водоподводящая труба; 7 — коллектор для выпара; 8 — сливная труба; 9 — розетка.

верхность соприкосновения конденсата с металлом, что способствует увеличению содержания продуктов коррозии в основном конденсате. Из этого следует, что применение смешивающих подогревателей с неупорядоченной насадкой нецелесообразно. Поэтому в трактах смешивающих ПНД для труб мощностью 300, 500 и 800 МВт было принято струйное безнапорное водораспределение.

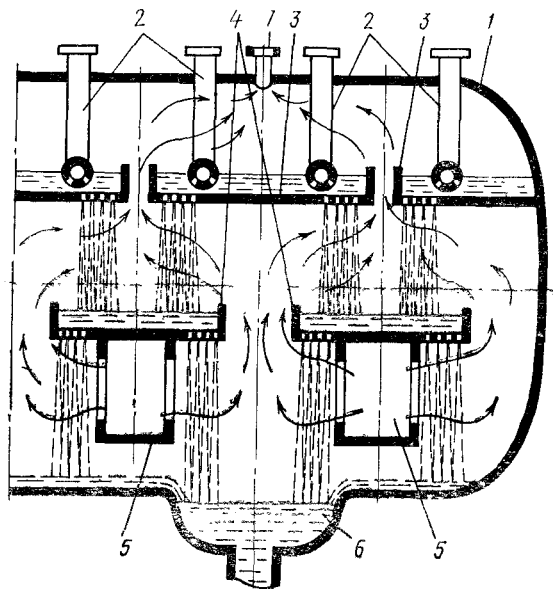


Рис. 3.3. Схема внутреннего устройства смешивающего подогревателя.

1 — корпус; 2 — подвод воды; 3 — верхние лотки; 4 — нижние лотки; 5 — подвод пара; 6 — конденсатосборник; 7 — отвод паровоздушной смеси

На рис. 3.3 приведен один из вариантов конструкции смешивающего подогревателя струйного типа, предназначенного для турбоустановки К-800-240 ЛМЗ. Перфорированные лотки установлены в два яруса. Паровпускные патрубки размещены под лотками нижнего яруса, а контактный охладитель выпара находится в верхней части аппарата. Проходы для пара выполнены в шахматном порядке, что обеспечивает поперечноточное течение пара относительно подающих струй воды в каждом ярусе [51].

Предусмотрено разделение подогревателя вертикальными перегородками на автономные отсеки [52]. С уменьшением гидравлической нагрузки до определенного значения отсеки с помощью задвижек могут последовательно автоматически отключаться, а остальные будут работать при повышенной гидравлической нагрузке (рис. 3.4). При безнапорном водораспределении иног-

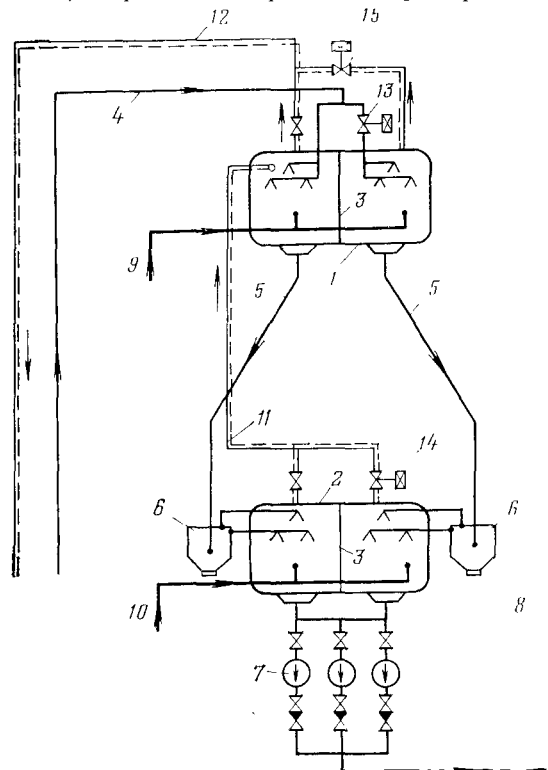
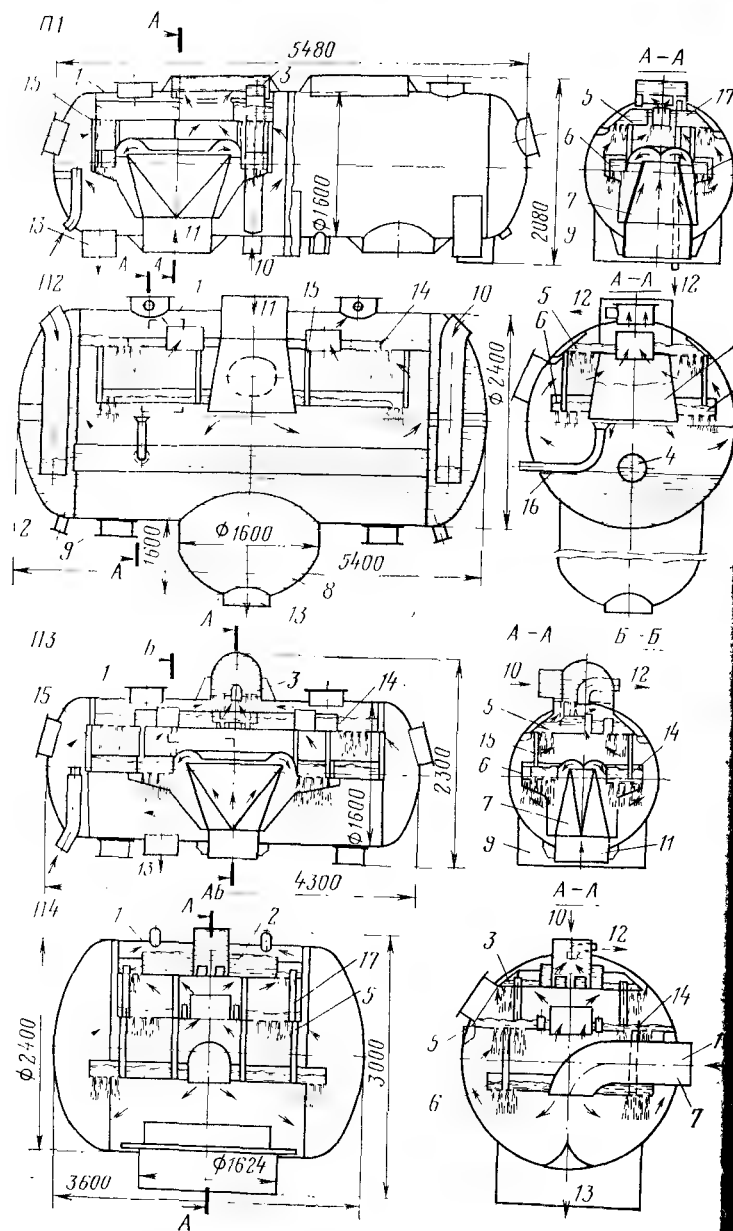


Рис. 3.4. Гравитационная схема включения двух смешивающих подогревателей.

1 — 2 — подогреватели; 3 — вертикальная перегородка; 4 — линия подвода конденсата; 5 — водоперепускные линии; 6 — выносные гидрозатворы; 7 — перекачивающие насосы; 8 — линия отвода конденсата; 9 и 10 — подвод греющего пара; 11 и 12 — отвод выпара; 13-15 — автоматизированные задвижки.

предусматриваются водопереливные патрубки, через которые вода переливается на нижерасположенный лоток при гидравлической нагрузке выше расчетного.

На рис. 3.5 приведена конструкция четырех смешивающих подогревателей струйного типа, предназначен-



нах для работы по гравитационной схеме на турбине К-300-240 ЛМЗ [41]. Подогреватели имеют форму горизонтальных цилиндров с эллиптическими днищами. В ПЗ с обоих торцов встроены боковые гидрозатворы, соединенные уравнильной трубой, обеспечивающей равномерный подвод конденсата на верхний лоток. На поперечной трубе между ПЗ и П4 предусмотрен обратный клапан для предотвращения обратного движения воды из нижнего аппарата в верхний (например, при сбросе нагрузки). Это позволило сократить до минимума вместимость гидрозатвора в П4, который размещен наверху аппарата и является частью его системы водораспределения. Лотки верхнего яруса П1 и П4 снабжены переливными патрубками для сброса части воды на нижерасположенный ярус лотков при увеличении гидравлической нагрузки сверх 80–90%. Лотки нижнего яруса всех подогревателей имеют перегородки, которые разделяют их на два отсека, последовательно заполняемые водой по мере повышения гидравлической нагрузки. В результате этого увеличилось количество пара, конденсирующегося на струях нижней ступени подогрева, что позволило уменьшить площадь проходов для пара между лотками нижнего яруса и сократить площадь, занятую отверстиями на лотках верхнего яруса. Контур перфорации каждого лотка представляет собой замкнутый прямоугольник.

Конструкция подогревателей предусматривает производство большей части сборочных и сварочных работ на месте корпуса, что существенно упрощает технологию изготовления аппарата. Это достигается тем, что водо- и парораспределительные устройства, охладитель выпара выполнены на пространственном несущем каркасе, который затем на специальных направляющих устанавливается и крепится в корпусе подогревателя. На рис. 3.6 показана схема сборки подогревателя ПЗ. Каркас вместе с водо- и парораспределительными устройствами по-

Рис. 3.5. Смешивающие ПНД для турбины 300 МВт.

1 — корпус; 2 — встроенный гидрозатвор; 3 — встроенный контактный охладитель выпара; 4 — уравнильная труба; 5 — водораспределительный лоток верхнего яруса; 6 — водораспределительный лоток нижнего яруса; 7 — паропускной короб; 8 — конденсатосборник; 9 — опора; 10 — вход воды; 11 — вход пара; 12 — отвод выпара; 13 — выход нагретой воды; 14 — разделительная перегородка; 15 — стойка каркаса; 16 — труба перелива в конденсатор; 17 — переливной патрубок.

направляющим заводят в корпус подогревателя, к которому приварено днище 4. Каркас закрепляют в корпусе, после чего приваривают патрубки, смотровые люки и второе днище 7.

На рис. 3.7 приведена конструкция подогревателей выполненных по проекту ВТИ и установленных в схемах регенерации двух турбин 300 МВт [46].

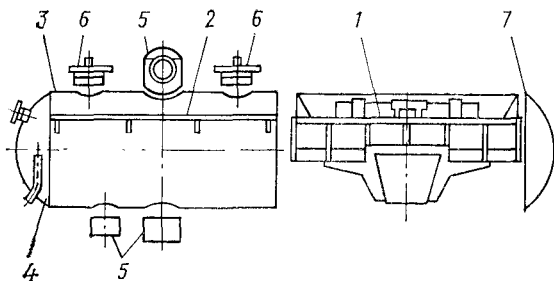


Рис. 3.6. Схема сборки смешивающего ПЗ.

1 — каркас в сборе с водо- и парораспределительными устройствами; 2 — направляющие; 3 — корпус; 4, 7 — днища; 5 — патрубки; 6 — смотровые люки.

Подогреватели выполнены в форме горизонтальных цилиндров диаметром соответственно 1,6 и 2,4, длиной 4,5 м. Внутри корпусов установлены в два яруса горизонтальные перфорированные лотки 1, 2. Греющий пар подводится к нижней части П1 через два патрубка диаметром 800 мм и движется снизу вверх навстречу воде, поднимаясь к двухсекционному встроенному контактно-му охладителю выпара. Нижний лоток П1 представляет собой одно целое с направляющим коробом 3, обеспечивающим равномерный подвод пара к струям нижнего яруса. Над сливными трубами из П1 установлены влагоотбойные щитки 10, предохраняющие паровые патрубки от прямого попадания капельной влаги, выносимой из сливных труб при сбросах нагрузки турбины.

В сливных штуцерах П1 установлены входные патрубки аварийного перелива. Пар подводится к верхней части П2 трубой диаметром 800 мм и проходит по расширяющему конусу под нижний лоток. Затем пар, двигаясь снизу вверх, конденсируется на струях нижнего и верхнего ярусов, а выпар отводится через два штуцера диаметром 80 мм в П1. Конденсат из П1 подводится к верхнему лотку П2 через два встроенных гид-

розатора, соединенных между собой двумя уравнительными трубами 8. К этим трубам сверху прикреплена горизонтальная перегородка, отделяющая струйные отсеки подогревателя от его конденсатосборника.

Нагретый в струйных отсеках конденсат сливается в конденсатосборник 5 через 12 обратных клапанов, встроенных в перегородку 4. Клапан состоит из седла и плоской плавающей тарелки массой 1,85 кг, боковое

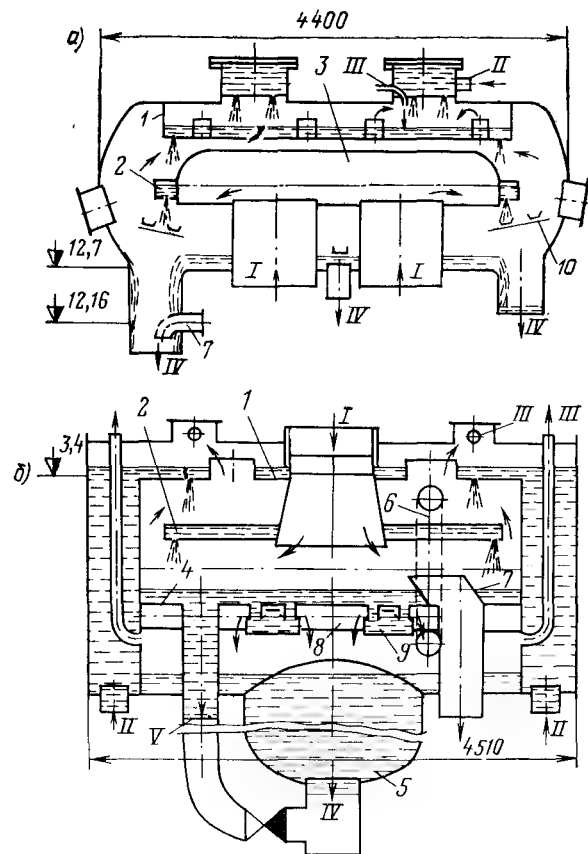


Рис. 3.7. Смешивающие подогреватели низкого давления для систем регенерации турбин 300 МВт.

— П1; б — П2; 1, 2 — водораспределительные лотки соответственно верхнего и нижнего ярусов; 3 — паровпускной короб; 4 — перегородка; 5 — конденсатосборник; 6 — уравнительная паровая труба; 7 — входной патрубок аварийного перелива; 8 — уравнительная труба гидрозаторов; 9 — обратный клапан; 10 — отбойный щиток; I — вход пара; II — вход воды; III — отвод выпара; IV — отвод нагретой воды; V — отвод воды к дополнительному обратному клапану.

Смещение которой ограничено установленными равномерно по окружности цилиндрическими стойками. Пропускная способность клапанов была предварительно проверена на стенде. При уровне воды 130—140 мм тарелка поднимается и устанавливается в наклонном положении. По мере повышения уровня сечение для прохода воды растет, тарелка принимает горизонтальное положение и поддерживается потоком. При этом наблюдается практически линейная зависимость расхода воды от ее уровня. При уровне 220 мм тарелка прижимается к верхнему упору.

Конденсатосборник *П2* соединен с его паровым пространством уравнивающей трубой 6 диаметром 300 мм. На перегородке установлен входной патрубок 7 аварийного перелива из *П2* в конденсатор. Этот патрубок диаметром 500 мм наклонен над переливным штуцером диаметром 350 мм для его защиты от прямого попадания струй нижнего отсека. Высота входного патрубка над перегородкой равна 150 мм.

Применение в конструкции *П2* перегородки с обратными клапанами 9 позволило отказаться от обратного клапана на паропроводе и обеспечить допустимую скорость изменения давления перед перекачивающим насосом при сбросе нагрузки турбины, поскольку расход обратного потока пара в турбину из *П2* ограничен пропускной способностью уравнивающей линии между конденсатосборником и струйными отсеками этого подогревателя.

К перегородке приварен также штуцер (диаметром 300 мм) линии непосредственного подвода воды ко входу *КН2*, байпасирующей конденсатосборник *П2*. На этой линии имеется обратный клапан, расположенный примерно на 3 м ниже основных обратных клапанов в перегородке, поэтому после сброса нагрузки турбины этот клапан откроется раньше основных клапанов (еще при наличии разности давления над и под перегородкой) из-за большого гидростатического давления перед ним [45].

В конденсатосборник *П2* конденсат поступает в виде тонких пленок, образующихся на выходе из корпусов обратных клапанов. Это позволило использовать пространство над уровнем воды в конденсатосборнике в качестве дополнительного деаэрационного отсека и организовать в четырех местах отсос пара из него в *П1*.

Наибольшая разность температур в отдельных узлах *П1* составляет 25—30°C, а в *П2* достигает 40—45°C. Поэтому крупные внутренние детали и узлы непосредственно к корпусу не привариваются, а устанавливаются во избежание значительных термических напряжений на стальных направляющих, не препятствующих тепловому расширению этих деталей и узлов.

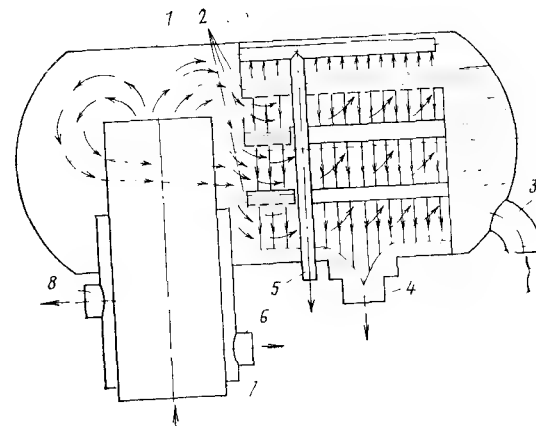


Рис. 3.8. Схема конструкции смешивающего *П1* энергоблока 300 МВт при гравитационной схеме включения.

1 — корпус; 2 — блок перфорированных тарелок; 3 — подвод конденсата; 4 — отвод конденсата; 5 — отвод паровоздушной смеси в конденсатор; 6 — аварийный отвод конденсата во всасывающий коллектор *КН2*; 7 — подвод греющего пара из отбора; 8 — аварийный сброс конденсата в конденсатор.

Испытания показали, что при увеличении скорости убегающего потока пара в *П2* на нижний ряд струй выше 6,5 м/с появились стуки и гидроудары, связанные с возникновением так называемого предельного режима [47], при котором пар периодически захватывает и увлекает воду в вышерасположенный отсек. Для устранения предельного режима было увеличено расстояние между нижним лотком и перегородкой, что привело к перераспределению тепловой нагрузки по ступеням агрегата.

На рис. 3.8 показана одна из последних конструкций смешивающего *П1* по проекту ЦКТИ, а на рис. 3.9 схематично изображено поперечное сечение его струйного отсека. Средний 2 и нижний 3 (рис. 3.9) лотки имеют общий центральный канал, непосредственно связывающий каждый струйный отсек с первым по ходу конден-

сала. Борта лотка установлены в корпусе таким образом, что по их внешнему периметру имеется пространство для непосредственного подвода пара ко всем струйным пучкам, кроме первого по ходу конденсата. Верхний пучок предназначен для конденсации пара, поступающего по паропроводному каналу после всех нижних струйных пучков. Между боковыми бортами верхнего лотка в горизонтальном направлении имеется канал для отвода пара

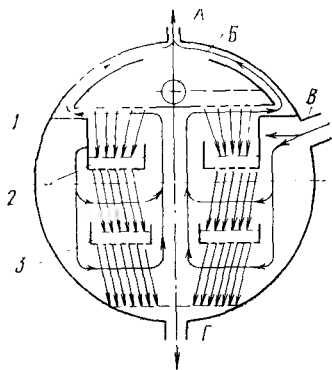


Рис. 3.9. Схема струйной ступени нагрева конденсата в смешивающем П1 турбины 300 МВт.

А — отвод паровоздушной смеси; Б — подвод конденсата (показан условно); В — подвод греющего пара (показан условно); Г — отвод конденсата.

воздушной смеси. Верхний лоток одновременно является приемной водяной камерой. Второй лоток полностью перекрывает аппарат в горизонтальной плоскости, разделяя его на зону отсоса паровоздушной смеси и зону подвода греющего пара. Нижний лоток делит струйный пучок после второго лотка на две части, что позволяет устранить слияние струйных пучков при их отклонении под воздействием парового потока. Кроме того, при таком ступенчатом сливе увеличивается общее время пребывания конденсата в паровом пространстве, что способствует его более полному нагреву. При одновременном поступлении пара ко всем струйным пучкам ниже второго лотка расход пара на каждый из этих пучков различен. На первом из этих пучков, как показывают расчеты и исследования [38], из-за большего начального температурного напора конденсируется до 70% пара.

В аппарате осуществлен принцип прогнитока. В нем исключено переполнение нижнего лотка, так как отсутствует перепад давления в паровом пространстве под лотком и над ним. Переполнение второго лотка также устранено благодаря уменьшенному расходу пара на первый струйный пучок и ограниченному расходу

конденсата в струях этого пучка. Кроме того, высота бортов данного лотка выбрана с таким расчетом, что при любом уровне конденсата на нем сокращает длину струй первого пучка и соответственно их суммарную конденсирующую поверхность, т. е. происходит процесс саморегулирования. Ограниченный расход паровоздушной смеси из аппарата и относительно малая поверхность конденсата на верхнем лотке позволяют исключить его переполнение путем выбора соответствующего проходного сечения канала для движения паровоздушной смеси к месту ее отвода из аппарата.

Все эти меры позволяют обеспечить устойчивую и спокойную работу аппарата не только при нормальных условиях, но и при определенных тепловых и гидравлических перегрузках. Подогреватель сохраняет работоспособность при его переполнении до середины корпуса до высоты.

В результате обобщения положительного опыта эксплуатации смешивающих подогревателей была разработана их типовая конструкция для турбин 300 МВт при гравитационной схеме их включения. Типовая конструкция верхнего П1 практически не отличается от рассмотренной выше. Типовая конструкция П2 приведена на рис. 3.10. Различие конструкций подогревателей определяется их положением в схеме и компоновкой системы регенерации. В П1 ист развитого конденсатосборника, так как уровень сливаемого конденсата должен выходясь в сливной трубе. Этим достигается быстрое выравнивание уровня конденсата, компенсирующего изменение разности давлений в П1 и П2, и обеспечивается нормальная работа системы при резком изменении нагрузки энергоблока. Возникновение предельного режима в аппаратах исключено вследствие выбора соответствующей высоты бортов лотков, уменьшения тепловой нагрузки верхнего отсека в аппаратах, параллельного включения нижних струйных пучков по пару. Все подводящие и отводящие патрубки расположены в нижней части корпуса П1, что улучшает компоновку трубопроводов системы. С этой же целью основная часть трубопроводов П2 расположена в верхней части корпуса. Наличие конденсатосборника у П2 диктуется необходимостью накопления определенного количества конденсата для обеспечения нормальной работы КН2. Для деаэрации конденсата конденсатосборник П2 снабжен барботажем

ным устройством, в которое подводится пар и дренаж из поверхностного ПЗ. Для предотвращения выноса влаги из П2 в турбину конденсаторный П2 отделен от парового отсека перегородкой с обратными клапанами. Это позволяет отказаться от установки обратного клапана типа КОС на линии подвода пара к подогревателю и тем самым уменьшить потери давления в паропроводе.

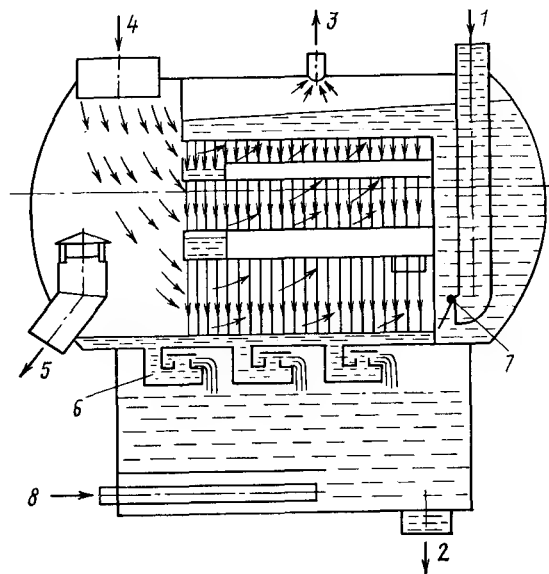


Рис. 3.10. Смешивающий П2 турбины 300 МВт.

1 — вход конденсата; 2 — выход конденсата; 3 — отвод паровоздушной смеси; 4 — вход пара; 5 — аварийный перелив в конденсатор; 6 — обратные клапаны в перегородке; 7 — обратный клапан на входе конденсата; 8 — конденсат греющего пара из ПЗ.

На английских турбинах мощностью 500 МВт и более нашли широкое применение смешивающие подогреватели с напорным водораспределением. На рис. 3.11 схематично изображены три вертикальных смешивающих подогревателя, отличающихся конструкцией парораспределительных устройств. Водораспределительные устройства во всех аппаратах одинаковы. Конденсат подводится в круглую водяную камеру, в нижней стенке которой расположены многочисленные сопла для дробления конденсата на мелкие капли. В первом подогревателе пар сначала вводится в кольцевой канал, а

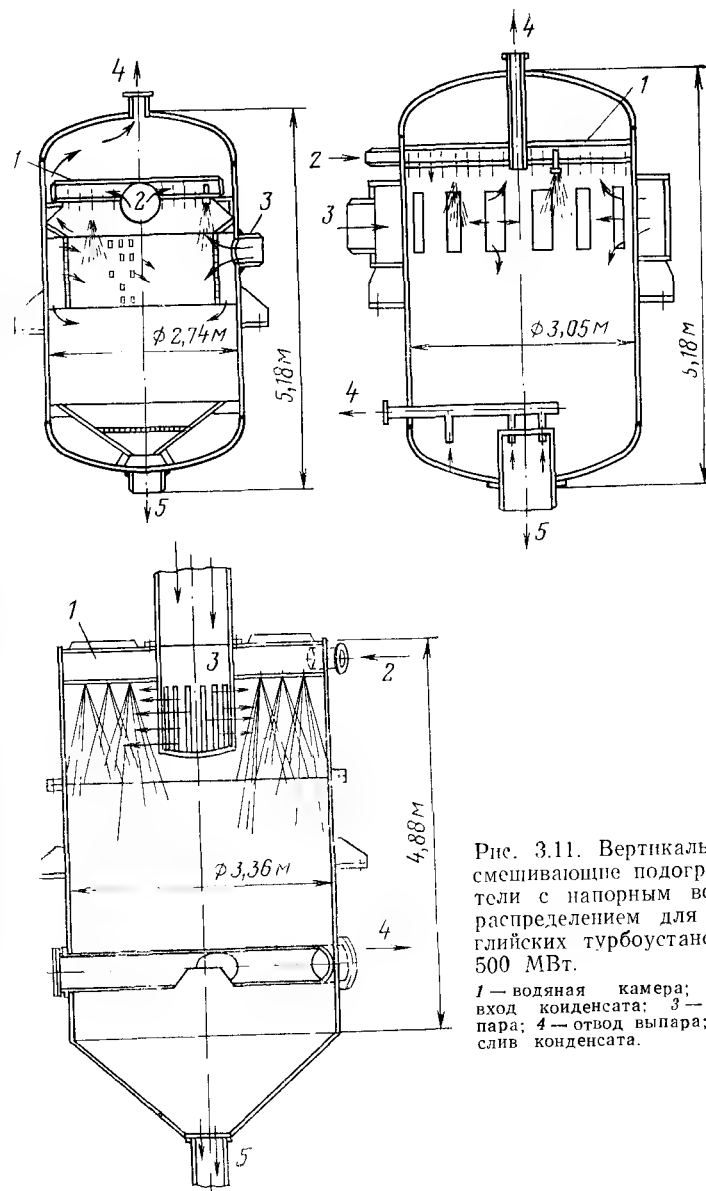


Рис. 3.11. Вертикальные смешивающие подогреватели с напорным водораспределением для английских турбоустановок 500 МВт.

1 — водяная камера; 2 — вход конденсата; 3 — вход пара; 4 — отвод выпара; 5 — слив конденсата.

затем через окна поступает радиально в корпус и движется противоточно струям конденсата вверх, нагревая конденсат и увлекая с собой нерастворенные газы. Паретый и деаэрированный конденсат из нижней части корпуса подогревателя поступает к насосам или в нижерасположенный подогреватель. Во втором подогревателе паровая распределительная камера расположена снаружи, вокруг его корпуса. Выпар отводится из верхней

изались равноценными (недогрев конденсата не превышал 1°C).

На отечественных установках напорное водораспределение применено в системе регенерации с одним смешивающим П2 на нескольких турбинах К-300-240 ЛМЗ. Конструкция одного из таких аппаратов показана на рис. 3.13.

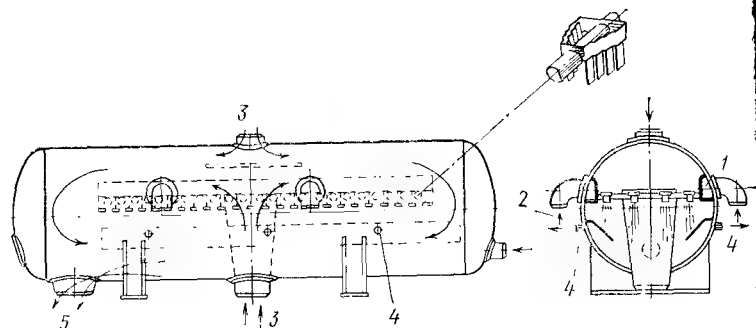


Рис. 3.12. Горизонтальный смешивающий подогреватель с напорным водораспределением (обозначения см. рис. 3.11).

центральной части, а также вблизи выхода конденсата из нижней части подогревателя. В третий подогреватель пар подводится в верхнюю его часть через вертикальный напропровод круглого сечения, имеющий вертикальные прорезы. Выходя из прорезей, пар движется радиально и вниз вместе с потоком конденсата. Выпар отводится из нижней части аппарата.

На рис. 3.12 изображен подогреватель с иной конструкцией напорного водораспределительного устройства. Подогреватель выполнен горизонтальным с диаметром 2,36 и длиной 8,56 м. Конденсат вводится с двух сторон подогревателя в короба, продольно размещенные внутри корпуса и соединенные горизонтальными трубами. Струи конденсата отражаются от пластин и в виде пленок стекают вниз. Греющий пар поступает в центральную часть корпуса подогревателя снизу и сверху и расходится в стороны и вниз в одном направлении с падающими пленками конденсата. Выпар отсасывается из нижней части подогревателя с двух сторон.

Теплотехнические качества рассмотренных конструкций подогревателей с напорным водораспределением

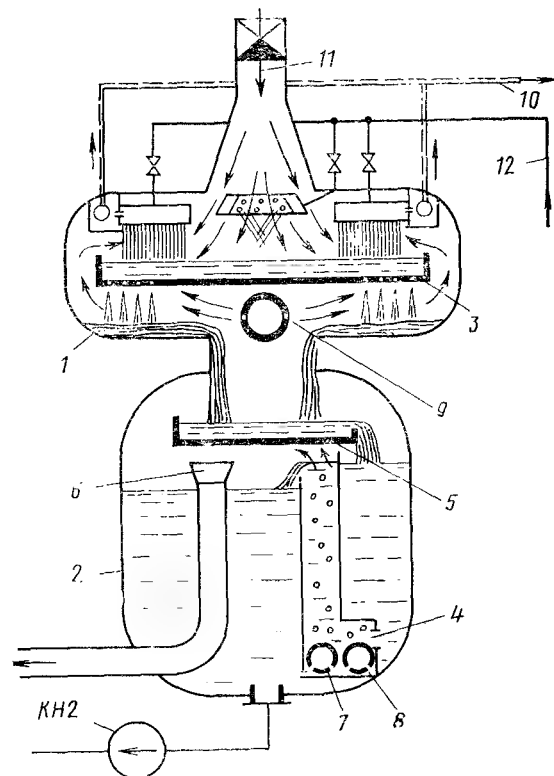


Рис. 3.13. Конструкция смешивающего П2 с напорным водораспределением.

1 — собственно подогреватель; 2 — конденсатосборник; 3 — перфорированный лист; 4 — барботажное устройство; 5 — горизонтальный лист; 6 — аварийный дренаж; 7 — дренаж из ПЗ; 8 — подвод выпара из ПЗ; 9 — пар из уплотнений; 10 — пар отвод в конденсатор; 11 — пар из VII отбора; 12 — основной конденсат.

Подогреватель выполнен в виде горизонтально расположенного цилиндра с эллиптическими днищами. Он имеет напорное водораспределительное устройство, разделенное на три секции: центральную — струйную и две

боковые — пленочные. Каждая секция рассчитана на пропуск 400 т/ч конденсата. В любой включенной секции конденсат нагревается одинаково (практически до насыщения). Центральная секция представляет собой двухстенный диффузор с внутренней перфорированной стенкой и является фактически продолжением паропровода. Возможность нагрева конденсата при полной нагрузке с помощью только одной этой секции указывает на то, что собственно нагревательный отсек может быть выполнен достаточно компактным.

В нижней части корпуса установлен горизонтальный лист с перфорацией по краям. Под центральную часть листа подается пар из уплотнений турбины. Основной поток греющего пара из отбора турбины подводится к центральной части подогревателя сверху.

В нижней части конденсатосборника размещено барботажное устройство, к которому подведены дренаж и выпар из ПЗ. Кроме того, предусмотрена возможность подвода пара из общестанционной магистрали (1,3 МПа), в связи с чем сохранен обратный клапан в паропроводе VII отбора турбины. Клапан имеет облегченную тарелку.

В верхней части конденсатосборника имеется горизонтальная перегородка с разновысокими бортами, по которой размещена входная воронка линии аварийного перелива из подогревателя в конденсатор.

Конденсат подводится ко всем трем водораспределительным секциям, стекает вниз на горизонтальный лист и через отверстие в листе в виде струй — на дно подогревателя.

Пар из отбора турбины движется вдоль падающих пленок воды, на которых конденсируется. Пар из уплотнений догревает стекающие с перфорированного листа струи до температуры насыщения. Несконденсировавшаяся часть пара вместе с воздухом отводится из верхней части подогревателя с обоих его концов.

Нагретая в подогревателе вода стекает через соединительный патрубок в конденсатосборник, попадает на горизонтальную перегородку и сливается в сторону расположения шахты барботажного устройства. Там вода дополнительно нагревается и через щель в нижней части шахты поступает в левую часть конденсатосборника, откуда забирается КН2.

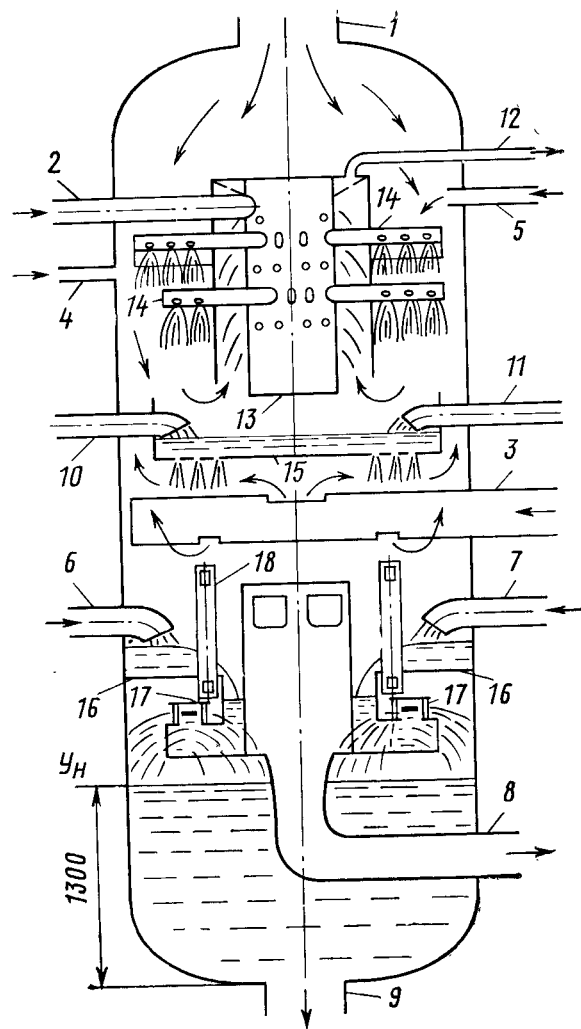
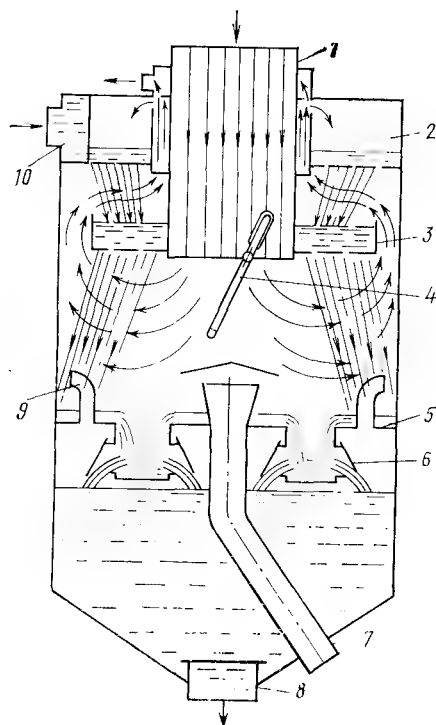


Рис. 3.14. Конструкция вертикального смешивающего ПЗ.

1 — пар из отбора турбины; 2 — конденсат; 3 — пар из уплотнений турбины; 4 — выпар из деаэратора; 5 — выпар из ПЗ и сетевых подогревателей; 6 — дренаж из сетевых подогревателей; 7 — дренаж из ПЗ; 8 — аварийный перелив в конденсатор; 9 — слив конденсата; 10 — слив из уплотнений ПЭН и ПТН; 11 — слив из КОС и КИС; 12 — отвод паровоздушной смеси; 13 — водяной коллектор; 14 — водораспределительные трубы; 15 — перфорированный лоток; 16 — горизонтальная перегородка; 17 — обратный клапан; 18 — уравнивательные трубы.

После всесторонних испытаний этого подогревателя во ВТИ была разработана конструкция вертикального смешивающего ПЗ с напорным водораспределением (рис. 3.14). Ее особенностью является то, что в нижней части корпуса установлена перегородка с обратными клапанами. Значительное расстояние от нее до вводной паровой трубки исключает, как показали исследования на стенде, вынос капельной влаги из аппарата отбор турбины при полном сбросе ее нагрузки. Это позволило отказаться от установки обратного клапана в паропроводе.

Нагревательная секция аппарата выполнена с напорным пленочным водораспределением. Пар из отбора турбины поступает в верхнюю часть подогревателя, движется вниз и конденсируется на падающих пленках воды. Несконденсировавшаяся часть пара и воздуха поступают в воздухоохладитель, размещенный в центральной части аппарата.



Паровоздушная смесь движется через воздухоохладитель вверх навстречу струям холодного конденсата. Конденсат после нагревательной секции собирается на горизонтальной лотке, по которой подводится пар из уплотнения турбины, и через от-

Рис. 3.15. Схема конструкции вертикального смешивающего ПЗ для маневренного энергоблока 500 МВт.

1 — подвод греющего пара; 2 — водяная камера; 3 — котельная перфорированная тарелка; 4 — обратный поворотный клапан; 5 — перегородка; 6 — обратные клапаны; 7 — аварийный сброс конденсата в конденсатор; 8 — отвод конденсата; 9 — выравнивающие трубы; 10 — подвод конденсата.

верстия в нем стекает на перегородку, а затем через обратные клапаны — в водяное пространство. Теплообмен в зоне массовой конденсации осуществляется по принципу прямотока, а в зоне воздухоохладителя — по принципу противотока. При этом исключается возможность возникновения предельного режима или ухудшающего теплообмен отклонения пленок конденсата потоком пара. Скорость пара в аппарате не ограничивается, и это обусловило компактность подогревателя. Испытания подогревателя показали, что температура конденсата на входе и на выходе из подогревателя была при всех нагрузках одинакова и равна температуре насыщения, соответствующей давлению в аппарате. Аппарат обладает также хорошими деаэрирующими свойствами.

Представленные на рис. 3.15 и 3.16 два варианта конструктивных схем смешивающих подогревателей разработаны соответственно в ЦКТИ и ВТИ по техническому заданию ЛМЗ для полупикового блока мощностью 500 МВт. В первом варианте подогреватель при заданных размерах (диаметр 3 и длина 6 м) выполнен струйным с двумя каскадами струй, во втором — с напорным пленочным водораспределением. В обоих вариантах по предложению ЛМЗ

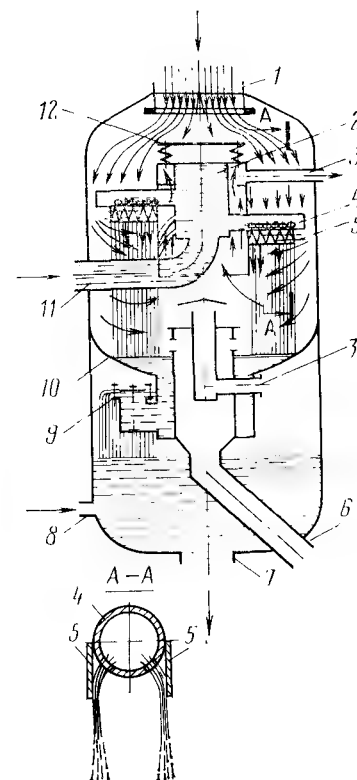


Рис. 3.16. Схема конструкции струйного смешивающего подогревателя ПЗ с напорным водораспределением.

1 — подвод греющего пара; 2 — водяная камера; 3 — отвод паровоздушной смеси; 4 — водораспределительные трубы; 5 — дефлекторные лопатки; 6 — аварийный сброс конденсата в конденсатор; 7 — отвод конденсата; 8 — подвод конденсата греющего пара из поверхности ПНД; 9 — обратные клапаны; 10 — перегородка; 11 — подвод конденсата; 12 — обратный клапан жидкого типа.

кроме перегородки с обратными клапанами в корпусе предусмотрен и встроенный обратный клапан на пароводяном патрубке. Проработаны два варианта его выполнения: поворотного типа со смещенной относительно центра диска осью вращения (рис. 3.17) и в виде диска, укрепленного на пружинах (рис. 3.16, поз. 12).

В целом опыт проектирования и испытаний смешивающих подогревателей показал, что в водораспределительных

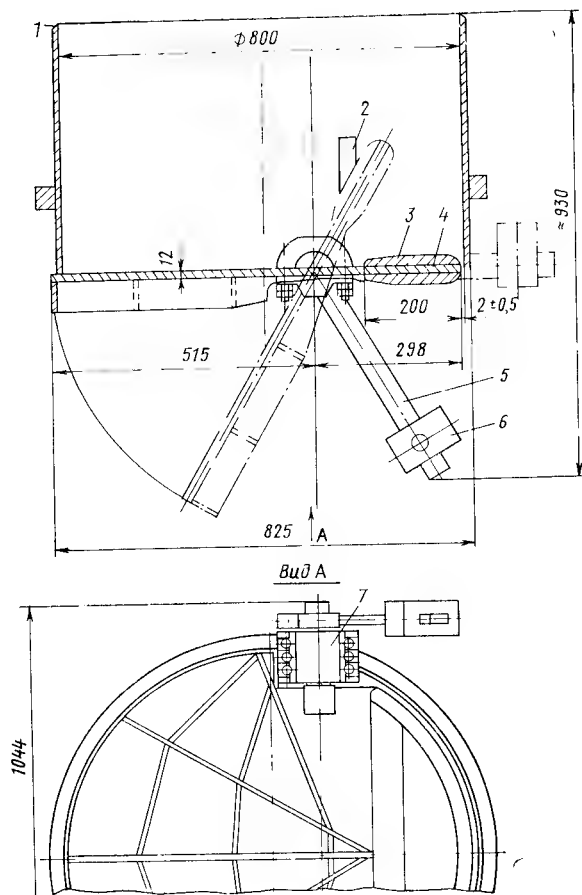


Рис. 3.17. Обратный поворотный клапан, встроенный в П2 энергоблока 300 МВт.

1 — корпус; 2 — упор; 3 — накладка; 4 — диск; 5 — рычаг; 6 — противовес; 7 — подшипники.

тельных устройствах всех конструкций вода нагревается практически до температуры насыщения греющего пара.

Конструкционная схема смешивающего подогревателя определяется в основном схемой его включения, компоновкой и системой защиты.

При гравитационной схеме включения подогревателей и размещении их около турбины рационально применять горизонтальные аппараты. При схеме с перекачивающими насосами целесообразно использовать вертикальные конструкции. При гравитационной схеме в нижнем подогревателе целесообразно дробление конденсата проводить с помощью перфорированных лотков. В верхнем аппарате может быть применено и напорное водораспределение.

В типовой конструкции смешивающих П1 и П2 для турбин 300 МВт принято струйное дробление конденсата, что позволило значительно унифицировать внутренние узлы подогревателей.

3.2. РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ СТРУЙНО-БАРБОТАЖНОГО ТИПА

Тепловой расчет

Первым этапом теплового расчета смешивающего подогревателя является составление его баланса теплоты, на основе которого определяют полный расход греющего пара на каждый аппарат и расходы пара непосредственно из отборов турбины.

Расчет каждого смешивающего подогревателя выполняется, как правило, для номинального и максимального (пикового) режимов работы турбоустановки. Для обеспечения гидродинамической устойчивости аппарата при его расчете на максимальный режим работы турбоустановки расход конденсата на входе в подогреватель принимается из условия подпитки деаэратора в 1,2 раза выше номинальной. Благодаря высокой интенсивности теплообмена в смешивающих подогревателях их тепловая эффективность не снижается с уменьшением нагрузки турбоустановки. В связи с этим тепловой расчет подогревателей при частичных нагрузках турбоустановки не производится.

Схемы включения смешивающих П1 и П2 в комбинированной системе регенерации (а — по гравитационному принципу; б — с перекачивающими насосами) представлены на рис. 3.18. Здесь же показаны основные

потоки, поступающие в подогреватели и выходящие из них

Уравнения материального баланса для каждого из аппаратов имеют вид:

$$G_{п1} + G_{в2} + G_{о,к} = G_{п,в1} + G_{в1};$$

$$G_{п2} + G_{п,в1} + G_{к,п} + G_{пв,с} + G_{к} = G_{п,в2} + G_{в2},$$

где $G_{о,к}$ — расход основного конденсата, поступающего в $П1$, кг/ч; $G_{к}$ — расход конденсата греющего пара, подводимого в $П2$ из поверхностного подогревателя с бо-

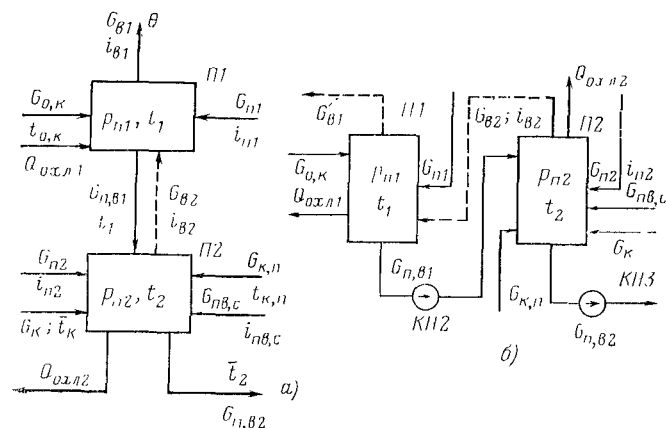


Рис. 3.18. Расчетные схемы потоков, поступающих в смешивающие $П1$ и $П2$ и выходящих из них.

лее высоким давлением, кг/ч; $G_{п,в1}$, $G_{п,в2}$ — расход конденсата, выходящего соответственно из $П1$ и $П2$, кг/ч; $G_{пв,с}$ — расход паровоздушной смеси, подводимой к $П2$ из поверхностного подогревателя с более высоким давлением, кг/ч; $G_{к,п}$ — расход конденсата, подводимого к $П2$ из посторонних источников (конденсат греющего пара сетевых подогревателей, калориферов и т. д.), кг/ч; $G_{п1}$, $G_{п2}$ — расход греющего пара из отборов турбин на $П1$ и $П2$, кг/ч; $G_{в1}$, $G_{в2}$ — расход выпара подогрева-

Соотношение между потоками теплоты, подведенными к данному смешивающему подогревателю и отведен-

ными от него, определяется балансами теплоты:

$$G_{п1}i_{п1} + G_{о,к}\bar{i}_{о,к} + G_{в2}i_{в2} = G_{п,в1}\bar{i}_1 + G_{в1}i_{в1} + Q_{охл1};$$

$$G_{п2}i_{п2} + G_{к}\bar{i}_к + G_{к,п}\bar{i}_{к,п} + G_{пв1}\bar{i}_1 + G_{пв,с}i_{пв,с} = G_{пв2}\bar{i}_2 + G_{в2}i_{в2} + Q_{охл2},$$

где $i_{п1}$, $i_{п2}$ — энтальпии греющего пара на входе соответственно в $П1$ и $П2$ (при соответствующем давлении и температуре на входе в данный подогреватель), кДж/кг; $\bar{i}_1$, $\bar{i}_2$ — энтальпии конденсата на выходе из $П1$ и $П2$, кДж/кг; $\bar{i}_{о,к}$ — энтальпия основного конденсата, поступающего в подогреватель $П1$, кДж/кг; $i_{в2}$ — энтальпия выпара (паровоздушной смеси), подводимого в $П1$ из $П2$ (берется по давлению в $П2$), кДж/кг; $i_{к,п}$ — энтальпия выпара, отводимого из $П1$ (берется по давлению в $П1$), кДж/кг; $\bar{i}_к$ — энтальпия конденсата греющего пара, подводимого из поверхностного подогревателя с более высоким давлением пара в корпус, кДж/кг; $\bar{i}_{к,п}$ — энтальпия потоков конденсата, подводимого от посторонних источников, кДж/кг; $i_{пв,с}$ — энтальпия паровоздушной смеси, подводимой из поверхностного подогревателя с более высоким давлением пара в корпус, кДж/кг; $Q_{охл1}$, $Q_{охл2}$ — потери теплоты $П1$ и $П2$ в окружающую среду, кДж/кг.

Расходы и потоки теплоты с отводами и поступлениями паровоздушной смеси, а также потери теплоты аппаратом в окружающую среду составляют доли процента общего расхода теплоты в аппарате, и поэтому в расчете баланса теплоты они могут не учитываться.

Расходы выпара ($G_{в1}$ и $G_{в2}$) из $П1$ и $П2$ определяются на основе нормативных значений для вакуумных деаэраторов, согласно которым удельный расход выпара для данных условий может быть принят равным 3 кг/т номинального расхода питательной воды из данных аппаратов [53]. При наличии деаэратора расход выпара может быть уменьшен и принят, как для поверхностных ПНД, равным 0,25% расхода греющего пара.

Перед последующими стадиями расчета необходимо выбрать принципиальную конструктивную схему каждого из смешивающих аппаратов.

Как было отмечено выше, опыт создания термических деаэраторов и смешивающих ПНД свидетельствует о том, что наиболее простым способом распределения воды в паре является дробление ее на струи, которое

достигается при истечении через отверстия в днища тарелок.

При этом PI , в который обычно вводятся только потоки конденсата и греющего пара, целесообразно выносить в виде струйного отсека, состоящего из нескольких каскадов.

Определение нагрева воды в струйных отсеках смешивающих подогревателей и выбор основных геометрических параметров этих отсеков является следующим этапом расчета.

Процесс теплообмена при струйном дроблении воды в потоке пара или паровоздушной смеси зависит от параметров, физических свойств сред и ряда конструктивных факторов, основными из которых являются абсолютное давление в аппарате, кинетическая энергия набегающего парового потока, начальная скорость воды в струях, длина и диаметр струй, содержание воздуха в паровоздушной смеси.

Для определения нагрева воды в струях при их перпендикулярном омывании потоком пара или паровоздушной смеси рекомендуется применять зависимость, полученную в ЦКТИ применительно к условиям работы вакуумных ПНД смешивающего типа [38]. В критериальной форме уравнение, описывающее процесс теплообмена в струях при вакууме и давлении, близком к атмосферному, имеет вид:

$$\lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2} = 0,085 \frac{l}{d} \text{Lap}^{0,33} K^{-0,13} \text{Pr}^{-0,62} \text{Fr}^{-0,33} (1 - \Pi), \quad (3)$$

где t_n — температура насыщения пара, соответствующего давлению в данном аппарате перед струйным пучком, °C; t_1, t_2 — температура воды в начале и конце струи, °C; l — длина струй, м; d — диаметр отверстия в тарелке, определяющий начальный диаметр струй, м; Lap — критерий Лапласа; $K = r' [c_p (t_2 - t_1)]$ — критерий, учитывающий количество пара, конденсирующегося на поверхности струй в данном отсеке; r' — скрытая теплота парообразования при соответствующем давлении и температуре пара в аппарате или его отсеке, кДж/кг; c_p — теплоемкость воды, кДж/кг; $\text{Pr} = \nu/a$ — критерий Прандтля для воды на линии насыщения (и a — кинематическая вязкость и температуропроводность воды); Fr — критерий Фруда; $1 - \Pi$ — коэффициент, учитывающий влияние парциального давления воздуха

в греющем паре (паровоздушной смеси); $\Pi = G_v / G_{см}$ — отношение массового содержания воздуха в греющем паре к суммарному массовому количеству воздуха и

равнение действительно при следующих параметрах отсека:

давление 1–130 кПа;

начальный температурный напор от нуля до максимально возможного при данном давлении в аппарате; динамическое давление, создаваемое набегающим паровым пучком паровым потоком, $\rho v^2_n = 4 \div 60$ Па (где ρ — плотность и скорость пара);

содержание воздуха в паровоздушной смеси — до 10 %;

начальная скорость воды в струях 0,8–1,7 м/с;

диаметр струй 0,002–0,015 м;

длина струй 0,2–0,7 м.

Опыт проектирования и эксплуатации смешивающих подогревателей в разных схемах и условиях позволяет рекомендовать принимать при проектировании приведенные ниже параметры.

Начальную скорость истечения воды из отверстий в тарелках (лотках) следует принимать равной 1 м/с.

При такой скорости практически отсутствует эрозия отверстий, что обеспечивает долговечность работы аппарата и постоянство его показателей.

В слое воды на тарелках будет иметь умеренную выходящую поверхность, что усилит ее дополнительный подогрев через верхнюю поверхность слоя и улучшит условия выделения химических растворенных газов, в том числе и тех, которые сорбируются вместе с паром падающими струями воды.

Для развития поверхности контакта фаз целесообразно принимать относительно небольшие диаметры отверстий ($d = 0,005 \div 0,01$ м). При меньших диаметрах отверстий возрастает вероятность их засорения и снижается производительность аппарата.

Толщину перфорированных листов тарелок рекомендуется выбирать 6–8 мм. При указанных условиях коэффициент расхода из отверстия перфорации будет приблизительно равен 0,6.

Для ограничения конденсирующей способности струй в первом струйном пучке или его части, выполняющей роль охладителя паровоздушной смеси, диаметр отверстий, а следовательно, и струй, в этой зоне может быть

увеличен до 0,02 м. Отверстия на тарелках целесообразно располагать в шахматном порядке, в вершинах равностороннего треугольника со стороной не менее 2,5 мм.

Одним из основных факторов, определяющих эффективность, надежность и габаритные размеры смешивающих подогревателей со струйными отсеками, является динамическое давление набегающего на струйный пучок парового потока $\rho_{\text{п}} v_{\text{п}}^2$, характеризующее кинетическую

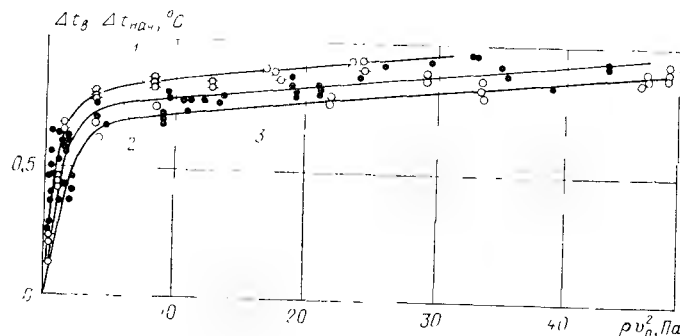


Рис. 3.19. Зависимость подогрева воды в струях ($d = 5$ мм, $l = 500$ мм) от кинетической энергии поперечного парового потока: 1 — температура насыщения пара 30 °C; 2 — 10 же 30 °C; 3 — 10 же 15 °C; $\Delta t_{\text{г}}$ и $\Delta t_{\text{пд}}$ — конечная и начальная разности температур воды и греющего пара

энергию взаимодействия фаз. Как показали результаты экспериментальных исследований (рис. 3.19), $\rho_{\text{п}} v_{\text{п}}^2$ должно быть равно 4—50 Па. При давлении ниже 4 Па наблюдается снижение интенсивности теплообмена. При $\rho_{\text{п}} v_{\text{п}}^2 > 50$ Па наблюдается значительное отклонение струй от вертикального положения и начинается унос капель воды паровым потоком. При определении $\rho_{\text{п}} v_{\text{п}}^2$ площадь сечения для прохода пара принимается без учета загромождения струями (площадь поперечного сечения канала перед струйным пучком). Рекомендуемые значения динамического давления набегающего парового потока:

для струйных пучков основного нагрева конденсата 25—45 Па;

для пучка воздухоохладителя 5—10 Па.

Как показано выше, в комбинированной системе регенерации на смешивающий принцип работы целесообразно

образно переводить подогреватели при давлении греющего пара до 0,15 МПа.

В серийных отечественных установках при давлении, ограниченном этим пределом, работают первые по ходу конденсата два или три подогревателя.

Длину струй в аппаратах можно принимать 0,2—2 м.

Формула (3.1) получена в [38] для струй длиной не более 0,7 м. Однако, учитывая линейный характер зависимости теплообмена от этого параметра, ее можно рекомендовать и для струй большей длины.

Содержание воздуха в греющем паре реальных аппаратов, как правило, не превышает 0,1%.

Целью дальнейшего расчета является определение нагрева конденсата в каждом струйном каскаде (пучке) при выбранных длинах и диаметрах струй. Тепловой расчет подогревателя является основой для выбора конструктивных величин и последующего гидродинамического расчета.

В процессе расчета количество струйных пучков каскадно сливающегося конденсата и длина струй в каждом пучке могут меняться в зависимости от гидродинамических и конструктивных показателей. Тепловой расчет ведут последовательно для каждого из струйных пучков, начиная с верхнего.

Для расчета нагрева конденсата в струях формулу (3.1) целесообразно применять в параметрическом виде (без учета сомножителя $K^{0,13}$, близкого к единице)

$$\lg \frac{t_{\text{н}} - t_1}{t_{\text{н}} - t_2} = 0,053 \frac{(1 - \Pi)}{\Pi^{0,62}} \sqrt{\left(\frac{v_{\text{п.ср}}}{v_{\text{н}}} \right)^2 \frac{\rho_{\text{п}} g}{\sigma d}}, \quad (3.2)$$

где $v_{\text{п.ср}}$ — средняя скорость пара в пучке струй, м/с; $v_{\text{н}}$ — начальная скорость воды (скорость истечения) в струях, м/с; σ — поверхностное натяжение для воды на линии насыщения (рис. 3.20), Н/м; g — ускорение свободного падения, м/с².

Исходя из принятой конструкции подогревателя, а также учитывая вышеприведенные рекомендации, выбирают диаметр и шаг отверстий на перфорированной тарелке первого струйного пучка, длину струй пучка, примерную площадь перфорации тарелок, определяют массовое количество воздуха, поступающего в аппарат с греющим паром.

По выбранным значениям шага отверстий и площади перфорации тарелки определяют количество отверстий

$$n = F / S_2 \sin 60^\circ,$$

где F — площадь перфорации тарелки, м^2 ; S — шаг разбивки отверстий, м .

Скорость воды, м/с , на выходе из отверстий тарелки

$$v_n = G_k \cdot 10^3 / 3600n \cdot 0,785d^2 \rho_n,$$

где ρ_n — плотность воды, кг/м^3 .

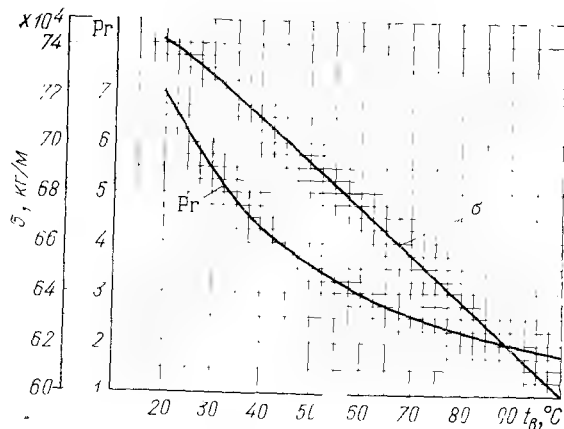


Рис. 3.20. Коэффициент поверхностного натяжения и критерий Прандтля для воды на линии насыщения.

Если скорость воды в отверстиях выходит из допустимых пределов (по гидростатическому уровню на тарелке или величине нагрева), изменяют какую-либо из определяющих ее величин (площадь перфорации или отношение шага к диаметру отверстий).

Нагрев конденсата в пучке струй определяют методом последовательного приближения. Ориентировочно принимают значение нагрева конденсата в струйном пучке и вычисляют соответствующее этому нагреву количество сконденсированного пара, т/ч ,

$$G_k = G_k \Delta t / (i'' - t_2),$$

где $\Delta t = t_2 - t_1$ — нагрев конденсата в струйном пучке, $^\circ\text{C}$; i'' — энтальпия греющего пара, кДж/кг .

Далее находят скорость пара на входе и выходе из струйного пучка при поперечном омывании струй паровым потоком, м/с :

$$v_n^{\text{вх}} = G_n^{\text{вх}} / (3600 L_{\text{вх}} \rho_n);$$

$$v_n^{\text{вых}} = G_n^{\text{вых}} / (3600 L_{\text{вых}} \rho_n),$$

где $G_n^{\text{вх}} = G_k + G_n^{\text{вых}}$ — расход пара на входе в струйный пучок, кг/ч ; для первого струйного пучка, являющегося последним по ходу пара, $G_n^{\text{вых}}$ является суммарным количеством выпара из аппарата и пара, сконденсированного на поверхности конденсата в водяной камере; $L_{\text{вх}}$ и $L_{\text{вых}}$ — развернутая ширина струйного пучка на входе и на выходе пара, м , выбирают конструктивно, исходя из допустимых значений $\rho_n v_n^2$ парового потока.

Среднюю скорость пара, м/с , в струйном пучке при $v_n^{\text{вх}} / v_n^{\text{вых}} < 1,7$ вычисляют как среднеарифметическую

$$v_n = (v_n^{\text{вх}} + v_n^{\text{вых}}) / 2.$$

При $v_n^{\text{вх}} / v_n^{\text{вых}} > 1,7$ среднюю скорость пара, м/с , в струйном пучке определяют как среднелогарифмическую,

$$v_{n, \text{ср}} = \frac{v_n^{\text{вх}} - v_n^{\text{вых}}}{2,3 \lg (v_n^{\text{вх}} / v_n^{\text{вых}})}.$$

По (3.2) определяют температуру конденсата на выходе из струйного пучка и сравнивают с принятой. Если расхождение превышает $0,1^\circ\text{C}$, следует изменить принятый нагрев конденсата в пучке и повторить расчет.

Гидравлический расчет

В результате гидравлического расчета, выполняемого параллельно с тепловым, определяются уровни конденсата на перфорированных тарелках, что позволяет правильно выбрать высоту их бортов. Высота бортов должна быть выше уровня воды на тарелках в режиме максимальной нагрузки.

Гидравлический расчет также дает возможность оценить правильность выбора проходных сечений для пара и распределения тепловых нагрузок по струйным пучкам

(отсекам) подогревателя, возможность их тепловой и гидравлической перегрузок. Он включает в себя определение высоты слоя воды (гидростатического уровня) на тарелках при отсутствии расхода пара в аппарате и высоты слоя воды (динамического уровня) на них при нормальной работе подогревателя. Высота, м, слоя воды (гидростатический уровень) на перфорированных тарелках определяется по формуле $h = v^2_{\text{н}} / (2ga^2)$ (где a — коэффициент расхода для круглых отверстий).

Динамический уровень воды, м, на тарелке при противоточной схеме аппарата превышает гидростатический на величину потери напора, вызванной гидравлическим сопротивлением тракта при перепуске пара через струйный пучок в отсек, лежащий выше тарелки:

$$h_d = h + \Delta p_{\text{ст}} / \gamma_{\text{п}} + \Delta p_{\text{м}} / \gamma_{\text{п}},$$

где $\Delta p_{\text{ст}}$ — потери давления при движении потока пара через струйный пучок, Па; $\Delta p_{\text{м}}$ — потери давления в местных сопротивлениях при перепуске пара в вышележащий отсек, Па; $\gamma_{\text{п}}$ — удельный вес пара, Н/м³.

Потери давления, Па, при движении пара через струйный пучок

$$\Delta p_{\text{ст}} = z \Delta p_0,$$

где z — количество рядов струй в направлении движения пара; Δp_0 — потери давления при прохождении пара через один ряд струй, ориентировочно принимаемые равными 20 Па.

Количество рядов струй

$$z = m / s_{\text{ср}},$$

где m — глубина струйного пучка в направлении движения пара, м; $s_{\text{ср}} = s \sin 60^\circ$ — среднее расстояние между рядами струй при шахматном расположении отверстий на тарелке (в вершинах равносторонних треугольников), м.

Потери давления, Па, из-за наличия местных гидравлических сопротивлений при перепуске пара в вышележащий отсек

$$\Delta p_{\text{м}} = \sum \zeta_{\text{м}} (v^2_{\text{п}} / 2g) \gamma_{\text{п}},$$

где $\sum \zeta_{\text{м}}$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Для рассматриваемой конструкции аппарата основное сопротивление возникает при повороте парового потока на 180° и проходе пара через зазор между корпу-

сом аппарата и бортом тарелки. Для этой конструкции обычно принимается $\zeta_{\text{м}} = 3$.

Учитывая возможность определенного загрязнения перфорированных листов, возможную неточность в определении динамического уровня конденсата и вероятную степень перегрузки аппарата, высоту бортов тарелок обычно принимают на 60–70% больше расчетной.

При конструировании аппарата в ряде случаев необходимо знать снос струйного пучка под воздействием парового потока. Для этой цели рекомендуется использовать зависимость угла отклонения струйного пучка от $\rho_{\text{п}} v^2_{\text{п}}$ (рис. 3.21).

Расчет массообмена

Основная функция смешивающего подогревателя состоит в обеспечении максимального и стабильного нагрева конденсата.

Деаэрационная способность смешивающего подогревателя обусловлена требованиями, предъявляемыми к

аппарату в задании на его разработку. Они могут меняться в широких пределах. Например, в схеме энергоблока без деаэратора повышенного давления при обычном водно-химическом режиме содержание кислорода в конденсате на выходе из смешивающего подогревателя П2 не должно превышать 10 мкг/кг. Для энергоблока же с нейтральным водно-химическим режимом возникает задача обеспечения кислородсодержания питательной воды на уровне 100–200 мкг/кг. Таким образом, если в первом случае в смешивающем подогревателе требуется организация двухступенчатой деаэрации с использованием парового барботажа, то во втором достаточно обеспечить к аппарату в отношении деаэрации существенно ниже.

В смешивающих подогревателях струйная, пленочная и капельная ступень распределения воды в потоке нагревающего пара является, так же как и в деаэраторах, основой ее основного нагрева и предварительной деаэ-

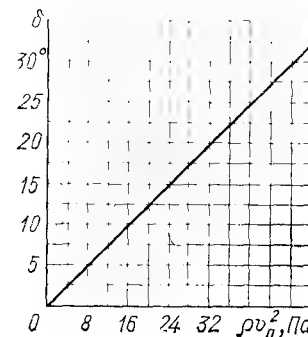


Рис. 3.21. Зависимость угла отклонения струйного пучка от кинетической энергии набегающего парового потока

рации. Дальнейшее углубление деаэрации воды осуществляется, как было отмечено выше, с помощью барботажного устройства, расположенного в конденсатосборнике аппарата.

Для расчета десорбции O_2 и CO_2 при струйном дроблении воды в потоке греющего пара или паровоздушной смеси рекомендуются приведенные ниже зависимости, полученные в [38] применительно к вакуумным смешивающим ПНД.

Критериальная зависимость изменения концентрации кислорода в воде имеет вид:

$$\lg \frac{C_1^{O_2}}{C_2^{O_2}} = 0,7 \left(\frac{l}{d} \right)^{0,33} \text{Lap}^{0,08} \left(\text{Pr}' \right)^{-0,65} \left(\frac{C_1^{O_2}}{C_{p,n}^{O_2}} \right)^{0,33} (1 - \Pi), \quad (3.3)$$

где $C_1^{O_2}$ — начальная концентрация кислорода в воде на входе в струи, мг/кг; $C_2^{O_2}$ — конечная концентрация кислорода в воде после струй, мг/кг; $C_{p,n}^{O_2}$ — равновесная концентрация кислорода в воде в начале струй, мг/кг; $\text{Pr}' = \nu/D$ — диффузионный критерий Прандтля; D — коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$.

Без учета близкого к единице значения $\text{Lap}^{0,08}$ формула (3.3) в параметрическом виде записывается следующим образом:

$$\lg \frac{C_1^{O_2}}{C_2^{O_2}} = 0,65 \frac{1 - \Pi}{(\text{Pr}')^{0,65}} \sqrt[3]{\frac{l}{d} \frac{C_1^{O_2}}{C_{p,n}^{O_2}}}. \quad (3.4)$$

Критериальная зависимость изменения снижения концентрации CO_2 имеет вид:

$$\lg \frac{C_1^{CO_2}}{C_2^{CO_2}} = 5,5 \cdot 10^{-6} \left(\frac{l}{d} \right)^{0,83} \text{Lap}^{0,08} K^{0,33} \left(\frac{C_1^{CO_2}}{C_{p,n}^{CO_2}} \right)^{0,5}. \quad (3.5)$$

Без учета величины $\text{Lap}^{0,08}$ формула (3.5) несколько упрощается:

$$\lg \frac{C_1^{CO_2}}{C_2^{CO_2}} = 5 \cdot 10^{-6} \left(\frac{l}{d} \right)^{0,83} \sqrt[3]{\frac{C_1^{CO_2}}{C_{p,n}^{CO_2}}} \sqrt[3]{K}. \quad (3.6)$$

Формула (3.4) получена при начальной концентрации O_2 в воде, равной 0,08—7,0 мг/кг, формула (3.6) — при начальной концентрации CO_2 в воде 6—130 мг/кг.

Остальные граничные условия, при которых получены формулы по массообмену, такие же, как и для (3.1).

Расчет барботажной ступени смешения

Как было отмечено выше, применение барботажных устройств целесообразно либо для устранения малого недогрева конденсата и для его деаэрации, либо для дополнительного нагрева конденсата в конденсатосборнике за счет дополнительных потоков пара и горячего конденсата, давление которых превышает давление в данном аппарате. При этом если в первом случае целесообразно использование «незатопленного» барботажного устройства, расположенного над уровнем конденсата в аппарате, то во втором барботажное устройство устанавливается в нижней части конденсатосборника. Примеры расположения барботажных устройств в конденсатосборнике смешивающего П2 турбины мощностью 300 МВт приведены на рис. 3.22.

Как показывают исследования и опыт эксплуатации барботажных деаэраторов, наиболее эффективно применение непровального принципа барботажки, при котором вода при движении по дырчатому листу непрерывно и многократно обрабатывается паром, подводимым под лист и проходящим через отверстия в нем.

Под листом образуется паровой слой («подушка»), который предотвращает провал жидкости через отверстия листа. Гидродинамическая устойчивость непровального барботажного листа определяется скоростью прохода пара через его отверстия. Минимально необходимая скорость пара, м/с, может быть определена по эмпирической формуле [37]: $v = 20,6 \sqrt{\rho_n}$ (где ρ_n — плотность пара под листом, $\text{кг}/\text{м}^3$).

Высота, м, парового слоя под листом

$$h = 2\sqrt{2s^2[(g\rho_v - g\rho_n)^2 d] + \zeta v_0^2 \rho_n / [2g(\rho_v - \rho_n)]},$$

где d — диаметр отверстий в дырчатом листе, м; v_0 — скорость прохождения пара через отверстия листа, м/с. В незатопленном барботажном устройстве при движении конденсата через порог на листе устанавливается слой воды, м,

$$h_0 = h_{пер} + 1,26 \sqrt{(G_k / l) T g},$$

$h_{пер}$ — высота переливного порога, м, принимаемая обычно в пределах 0,05—0,1 м; l — длина порога, м.

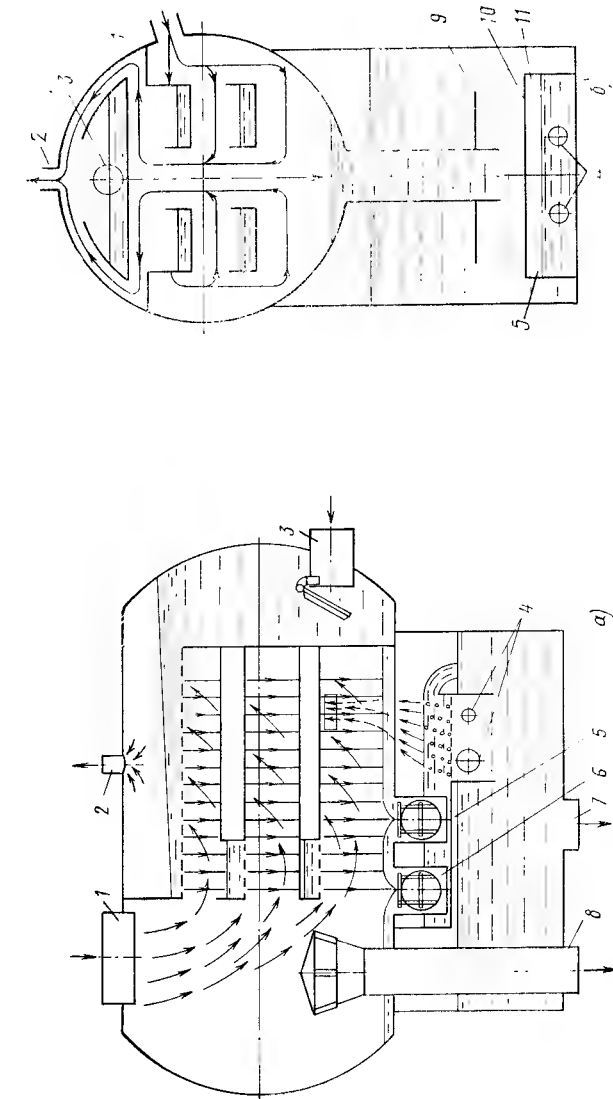


Рис. 3.22. Схема конструкции смещающего П2 энергоблока 300 МВт с незатопленным (а) и с затопленным (б) барботажным устройством. 1 — подвод горячего пара; 2 — отвод паровоздушной смеси; 3 — подвод конденсата греющего пара и паровоздушной смеси из поверхностного ПЗ; 4 — барботажное устройство; 5 — обратные клапаны; 6 — отвод конденсата; 7 — аварийный сброс конденсата в конденсатор; 8 — направляющий лист барботажного устройства; 9 — перфорированный лист; 10 — паровой слой («подушка»); 11 — паровой слой («подушка»).

При барботаже высота динамического слоя воды на листе в диапазоне изменения давления в подогревателе от 3 до 50 кПа может быть определена по формуле

$$h_d = (0,8 - 0,12 \rho_{\text{п}} v_{\text{п}}^2) h_0,$$

где v — приведенная скорость пара в слое воды над листом, м/с.

Эта зависимость действительна при изменении $\rho_{\text{п}} v_{\text{п}}^2$ от 0,15 до 1,5 Па.

Паровое сопротивление, Па, барботажного устройства является суммой сопротивления сухого дырчатого листа, сопротивления, обусловленного силами поверхностного натяжения, и сопротивления двухфазного слоя. Сопротивление сухого дырчатого листа $\Delta p_1 = \zeta v_{\text{о}}^2 \rho_{\text{п}} / 2$. Сопротивление слоя воды, Па, над листом, обусловленное силами поверхностного натяжения $\Delta p_2 = 4\sigma / d$ (где d — диаметр отверстия, м).

Сопротивление двухфазного слоя, Па, над листом $\Delta p_3 = g \rho_{\text{в}} h_d$.

Приведенный расчет незатопленного барботажного устройства связан с обеспечением пенного режима его работы, при котором создаются наиболее благоприятные условия для глубокой деаэрации конденсата.

При расчете затопленного барботажного устройства определяют нагрев конденсата на барботажном листе по уравнению теплового баланса и геометрические параметры листа, исходя из приведенных выше условий его работы в неперевальном режиме.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

КОМПОНОВКА СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ В МАШИННОМ ЗАЛЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

4.1. КОМПОНОВКА ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ПРИ ГРАВИТАЦИОННОЙ СХЕМЕ ИХ ВКЛЮЧЕНИЯ

Общей особенностью компоновки системы регенерации со смешивающими подогревателями независимо от схемы их включения является то, что вместе с подогревателями требуется разместить группы перекачивающих насосов, узлы регулирования уровня конденсата в аппаратах и гидрозатворы линий аварийного перелива. Насосы обычно расположены в подвальном помещении, не-

далеко от смешивающих подогревателей таким образом, чтобы имелась возможность обслуживания их во время ремонта с помощью подъемных механизмов. Размещение остальных элементов регенеративной установки определяется принятой схемой включения смешивающих подогревателей.

Преимущества и недостатки компоновок оборудования комбинированных систем регенерации, в которых смешивающие подогреватели включены по гравитационной схеме и по схеме с перекачивающими насосами, рассмотрим на ряде примеров.

При гравитационной схеме включения смешивающих подогревателей (применительно к энергоблоку 300 МВт с турбиной К-300-240 ЛМЗ), как показывают проектные конструкторские проработки и опыт реконструкции в вакуумной части систем регенерации, может быть обеспечено компактное размещение перекачивающих насосов, регуляторов и гидрозатворов аварийного перелива [4]. В этих схемах верхние П1 имеют сокращенные габаритные размеры за счет отсутствия в них конденсатосборников. Отводимый из П1 конденсат перепускается в П2 по сливным трубам. Разность высот установки П1 и П2 выбирается таким образом, чтобы уровень отводимого конденсата находился в сливных трубах и высота его столба уравнивала разность давлений между П1 и П2.

При переменных нагрузках энергоблока изменяется перепад давлений между этими подогревателями, однако из-за небольшой площади сечения сливных труб быстро изменяется высота столба конденсата в них, что компенсирует изменение разности давлений и обеспечивает нормальную и стабильную работу всей системы.

Кроме того, отсутствие уровня конденсата в П1 позволяет не устанавливать защитных устройств от обратного потока влажного пара на линии отбора между подогревателями и турбиной.

Большого внимания при проектировании требует выбор высотных отметок установки П1 и П2, так как это во многом определяет общую работоспособность гравитационной схемы. Выбирая их, необходимо обеспечить достаточный подпор для КН2 и возможность самотечного слива конденсата из П1 и П2 при любых эксплуатационных режимах работы энергоблока.

При заданных параметрах пара в последних отборах турбины и принятом уровне расположения конденсатных насосов отметка установки верхних подогревателей П1 зависит от высоты корпусов всех аппаратов. Для снижения этой отметки следует проектировать подогреватели минимальной высоты, т. е. с горизонтальным расположением их корпусов. Для этой же цели водяная камера нижнего П2 должна быть безнапорной со свободным уровнем конденсата. Все подводящие и отводящие патрубки П1 целесообразно располагать в нижней части корпуса, а основную часть патрубков большого диаметра у П2 — в верхней части его корпуса, так как это улучшает компоновку трубопроводов и уменьшает их длину.

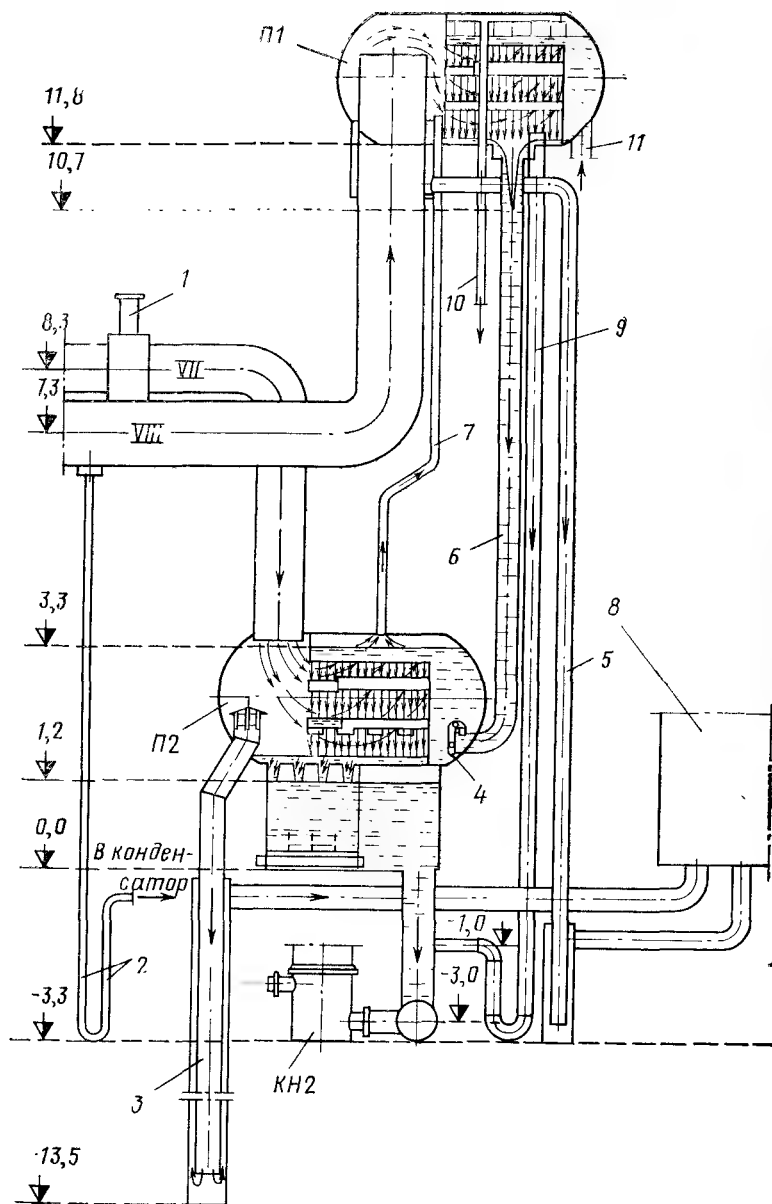
Разность высот между нижней образующей корпуса П1 и верхним лотком П2 должна быть выбрана по максимальной возможной разности давлений в подогревателях при максимально допустимой нагрузке для данной турбины. Эта разность, м,

$$\Delta h_{уст} = (p_{п2}^{max} - p_{п1}^{min} \cdot \gamma + \Delta p_{тр}) / \gamma + h_{зап},$$

где $p_{п1}^{min}$ и $p_{п2}^{max}$ — минимально и максимально возможные давления соответственно в П1, П2, Па; $\Delta p_{тр}$ — потери давления в трубопроводе слива конденсата из П1 в П2, Па; $h_{зап}$ — принимаемый запас высоты, м; γ — удельный вес конденсата в сливных трубах, Н/м³.

Давления в подогревателях ниже давлений в камерах соответствующих отборов турбины на величину потерь давления в паропроводах. При выборе $p_{п1}^{min}$ эти потери подсчитывают при наибольшем расходе подаваемого в П1 конденсата. При выборе $p_{п2}^{max}$ их принимают равными нулю, учитывая возможность кратковременного уменьшения до нуля расхода конденсата в П1.

Для турбоустановки К-300-240 ЛМЗ значение $\Delta h_{уст}$, вычисленное для нагрузки 312 МВт, составляет 11,5 м. При расположении П1 и П2 около турбины такое значение не может быть выдержано, так как верхний подогреватель будет мешать ремонтным работам в машинном зале. На действующих установках $\Delta h_{уст} = 8,5 \div 9$ м, что оказывается достаточным для большинства эксплуатационных режимов, так как при номинальной нагрузке турбины разность давлений в подогревателях составляет



около 0,07 МПа. Для небольшого количества режимов работы энергоблока, при которых разность давлений в $P2$ и $P1$ превышает 0,08 МПа, происходит «запирание» $P2$. Работоспособность системы регенерации обеспечивается автоматическим перепуском конденсата помимо подогревателя $P2$ или всей группы смешивающих ПНД на вход в КН2.

На рис. 4.1 приведена схема установки смешивающих $P1$ и $P2$ на одном из блоков 300 МВт Кирпичской ГРЭС. Верхний подогреватель устанавливают на одном уровне с верхней отметкой кожуха турбины, чем достигается приемлемая компактность каскада смешивающих ПНД и связанных с ними трубопроводов и оборудования.

Из рис. 4.2 видно, что группа смешивающих $P1$ и $P2$ достаточно удачно вписывается в размеры ячейки, в которой были размещены соответствующие аппараты поверхностного типа.

На рис. 4.3 показана схема компоновки смешивающих $P1$ и $P2$ в машинных залах Троицкой и Кармановской ГРЭС [46].

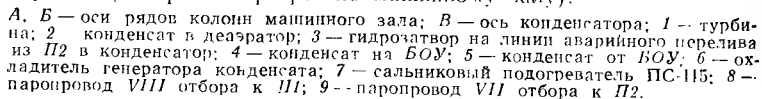
На энергоблоке с турбиной К-300-240 ХТГЗ Троицкой ГРЭС смешивающие подогреватели расположены один под другим в ячейке, которую до реконструкции занимали поверхностные вертикальные $P1$ и $P2$. Смешивающий $P1$ установлен на площадке обслуживания турбоагрегата (отметка 9 м), а $P2$ — на площадке обслуживания ПНД (отметка 3 м). Такое расположение смешивающих ПНД обусловлено необходимостью уравнивания разности давлений в $P1$ и $P2$, весом столба жидкости в сливных трубах и созданием достаточного подпора на входе в насосы КН2, установленные в подвале на отметке —3,3 м. Величина этого подпора должна быть равной примерно 4 м.

Смешивающие подогреватели с развитой системой трубопроводов необходимо было разместить в ячейке,

Рис. 4.1. Схема установки смешивающих $P1$ и $P2$.

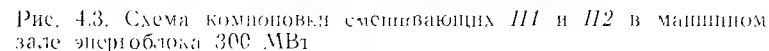
1 — обратный клапан с сервомотором (КОС-800) на линии VII отбора пара к $P2$; 2 — гидрозатвор на линии дренажирования VIII отбора пара к $P1$; 3 — гидрозатвор типа «труба в трубе» на линии аварийного отвода конденсата из $P2$ в конденсатор; 4 — обратный клапан; 5 — линия аварийного перелива конденсата из $P1$ в конденсатор через гидрозатвор; 6 — линия самоотечного слива воды из $P1$ в $P2$; 7 — отвод паровоздушной смеси из $P2$ в $P1$; 8 — конденсатор; 9 — подвод «холодного» конденсата из $P1$ на вход КН2; 10 — отвод паровоздушной смеси из $P1$ в конденсатор; 11 — подвод конденсата от КН1.

Рис. 4.2. Компоновка оборудования комбинированной системы регенерации (поперечный разрез по машинному залу).



Смешивающие ПНД на Кармановской ГРЭС расположены параллельно оси турбины, поскольку поверх-

На рис. 4.4 приведена расчетная схема установки смешивающих $П1$ и $П2$ в системе регенерации энерго-



1 - турбина, 2 - насосы собственных нужд; 3, 4 - линии основного конденсата соответственно после БОУ и на ПЗ; 5 - поверхностные ПНД.

Из рис. 4.4 видно, что верхняя точка *П1* (давление 22,5 кПа) находится на отметке 16,0 м, т. е. на 1,9 м ниже верхней образующей ресиверных труб между частями среднего и низкого давления турбины. Подогреватель *П2* (0,12 МПа) будет установлен в районе нулевой отметки. Разность высот для слива конденсата из *П1* и *П2* будет составлять 11,5 м, т. е. примерно на 2 м больше необходимой высоты столба конденсата для уравнивания разности давлений в аппаратах. От

ров. Усложняются и удлиняются также соединительные трубопроводы между подогревателями. Эти недостатки могут быть частично устранены, если вакуумные подогреватели разместить рядом с турбиной.

Благоприятны условия для осуществления компоновки комбинированной схемы регенерации низкого давления с гравитационным сливом конденсата из смешивающего $П1$ в смешивающий $П2$ в энергоблоке с турбиной К-1200-240 ЛМЗ. Меньшее отличие давлений в $П1$ (25,8 кПа) и $П2$ (73,9 кПа) при максимальной нагрузке энергоблока позволяет разместить их под площадкой обслуживания турбины, находящейся на отметке 13,4 м. Вакуумные $П1$ и $П2$ компонуют в непосредственной близости от цилиндров низкого давления турбины и располагают друга над другом. Такое решение позволяет более полно использовать высоту машинного зала. Насосы $КП2$ размещают в непосредственной близости от подогревателей в подвале на отметке -4,2 м. Установка

смешивающих $П1$ и $П2$ в схеме данного блока органично увязывается с турбиной и со всем комплексом вспомогательного оборудования. Расчетная схема установки смешивающих $П1$ ($p_{П1}=26,3$ кПа) и $П2$ ($p_{П2}=75,4$ кПа) в комбинированной системе регенерации энергоблока 1200 МВт приведена на рис. 4.6. Давления $p_{П1}$ и $p_{П2}$ соответствуют нагрузке энергоблока 1392 МВт.

4.2. КОМПОНОВКА ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ В СХЕМАХ С ПЕРЕКАЧИВАЮЩИМИ НАСОСАМИ

В ближайшие годы намечено ввести в строй головной энергоблок мощностью 500 МВт, предназначенный для работы в полупиковой зоне графика электрической нагрузки. Планируется, что энергоблоки данного типа,

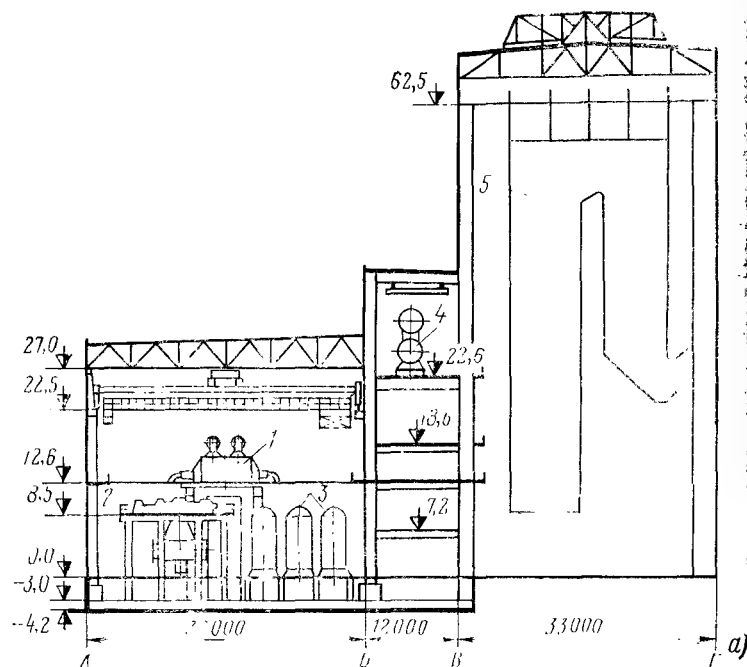
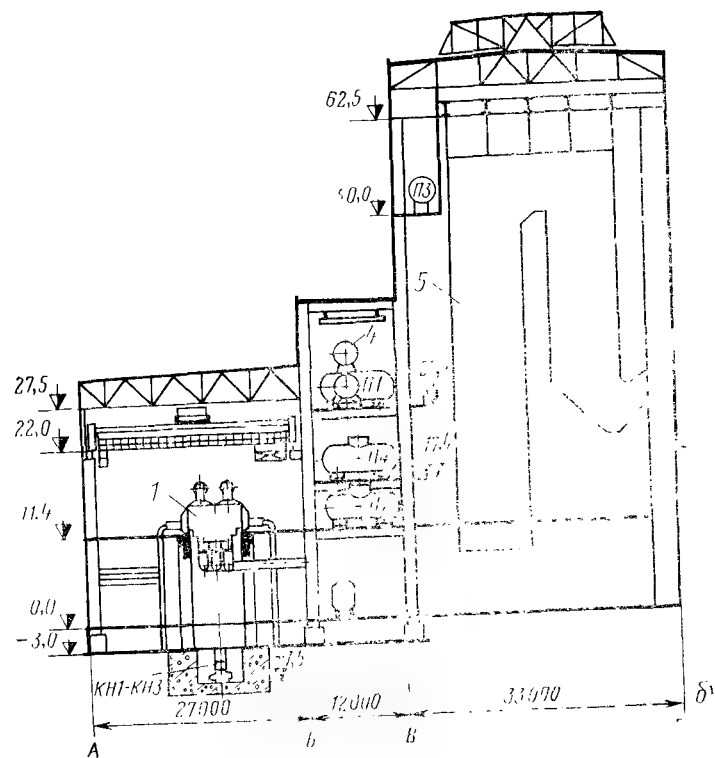


Рис. 4.5. Поперечные разрезы электростанции с блоком 800 МВт.
1 — турбина; 2 — питательный насос; 3 — поверхностные ПНД; 4 — деаэра-
тор



5 — парогенератор; А — Г — ряды несущих колонн здания электростанции.

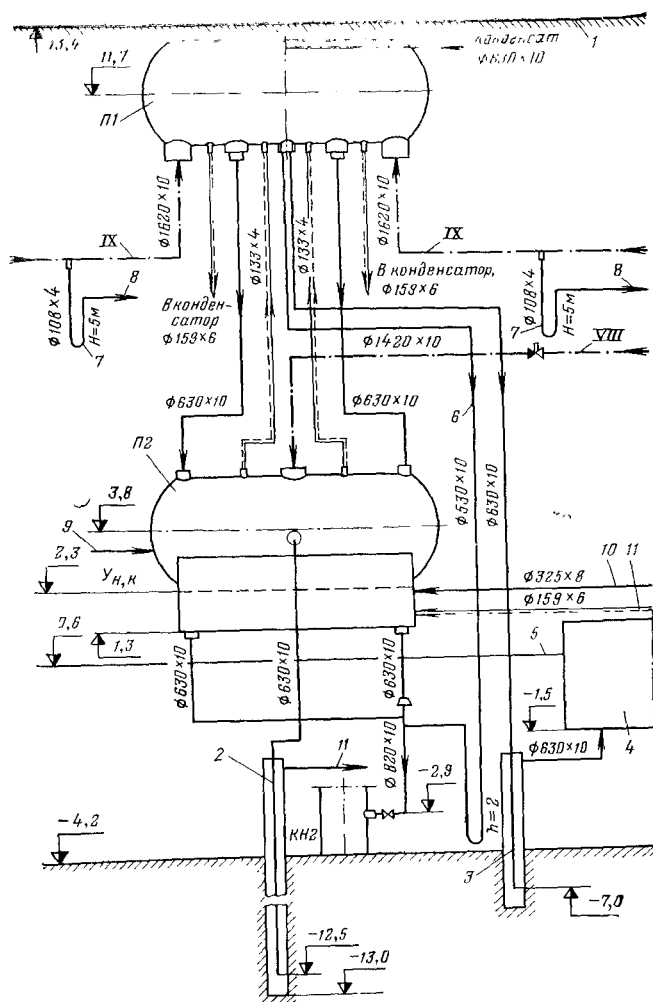


Рис. 4.6. Расчетная схема установки смешивающих П1 и П12 блока 1200 МВт с турбиной К-1200-240 ЛМЗ.

1 — отметка обслуживания; 2 — гидрозатвор на линии аварийного перелива из П2 в конденсатор; 3 — гидрозатвор на линии аварийного перелива из П1 в конденсатор; 4 — конденсатор; 5 — отметка пола конденсационного помещения; 6 — конденсат из П1 на вход КН2; 7 — дренаж (через гидрозатвор) из нижних точек паропровода IX отбора; 8 — конденсат в конденсатор; 9 — от уплотнений ПЭП; 10 — дренаж из П3; 11 — паровоздушная смесь из П3; VIII и IX — отбор пара к П2 и П1; У_{н,к} — нормальный уровень в конденсаторе П2.

предназначенные в основном для европейской части СССР, будут останавливаться практически ежедневно; количество остановов и пусков в год будет достигать 250—300. Чтобы упростить схему энергоблока и повысить его маневренность, вспомогательное оборудование не резервируется. Для данного энергоблока создана по-

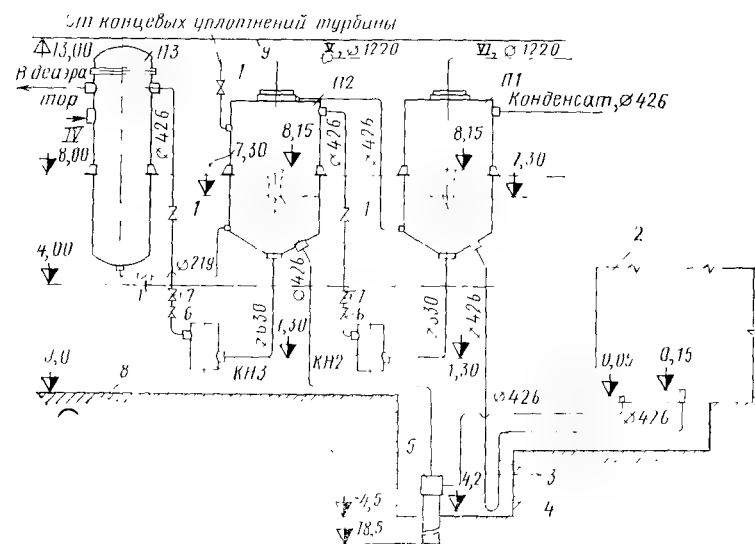


Рис. 4.7. Расчетная схема установки ПНД в системе регенерации энергоустановки К-500-130.

1 — регулируемый клапан; 2 — конденсатор; 3 — гидрозатвор на линии аварийного перелива из П1 в конденсатор; 4 — приемник для КН1; 5 — гидрозатвор на линии аварийного перелива из П2 в конденсатор; 6 — обратный клапан; 7 — задвижка; 8 — отметка пола конденсационного помещения; 9 — отметка обслуживания турбины; 10 — VI — пар из отборов турбины.

я турбина типа К-500-130. Ее систему регенерации низкого давления намечено выполнить с двумя вакуумными смешивающими П1 и П2 и одним поверхностным П3. Смешивающие подогреватели признали целесообразным выполнить вертикальными с установкой после каждого из них перекачивающих насосов. Все подогреватели при этом будут расположены рядом с турбиной на площадке, находящейся на отметке 13,0 м (рис. 4.7).

Простота регенеративной установки и отказ от резервирования насосов позволяют выполнить ее достаточно-

но компактной и расположить вблизи турбины так, что все вспомогательное оборудование будут обслуживать при ремонте мостовым краном машинного зала. Компоновка бесподвальная, только насос *КН1* расположен в приямке на отметке —4,5 м; насосы *КН2* и *КН3* установлены на полу машинного зала (нулевая отметка). Опоры всех подогревателей низкого давления находятся на отметке 8,0 м, в этой же зоне обслуживают арматуру регенеративной установки. Выбор отметки 8,0 м для установки подогревателей низкого давления обусловлен необходимостью обеспечить достаточный подпор перед насосами *КН2* и *КН3* при бесподвальной компоновке машинного зала.

Подогреватели *П1* и *П2* снабжены переливными устройствами, соединенными через гидрозатворы с конденсатором. На линиях подвода пара к этим аппаратам имеются участки, требующие постоянного дренажирования.

Энергетической базой топливно-энергетического комплекса на базе канско-ачинских углей являются сверхмощные тепловые электростанции с блоками 800 МВт. В состав их оборудования входит турбина К-800-240-ЛМЗ, в схеме регенерации которой также предусмотрено применение смешивающих подогревателей *П1* и *П2* с перекачивающими насосами.

Как видно из рис. 4.8, все ПНД, в том числе смешивающие *П1* и *П2*, расположены под отметкой обслуживания турбины. В сравнении с гравитационным вариантом установки этих аппаратов заметно упрощается система трубопроводов, компоновка самих аппаратов металлоконструкций. В то же время по экономичности вследствие появления насосов *КН3* данная схема несколько уступает гравитационной.

Схема с вертикальными смешивающими подогревателями *П1* и *П2* и перекачивающими насосами позволяет обеспечить повышенный подпор перед насосами, что способствует стабилизации их работы в динамических режимах энергоблока и при изменениях уровня конденсата в пределах конденсаторосборников подогревателей. В рассматриваемом случае этот подпор составляет 8,25 м, что примерно в 3 раза превышает минимально необходимый.

Для улучшения динамических характеристик этой системы конденсатные насосы максимально приближены к вертикальным осям смешивающих ПНД, что позво-

лет свести к минимуму сопротивление сливных трубопроводов из *П1* и *П2*.

Перекачка воды из смешивающего *П1* в смешивающий *П2* требует небольшого напора. В связи с этим представляется перспективным создание и использование насоса, совмещающего в одном агрегате обе ступени. В таком насосе может быть выделена одна ступень,

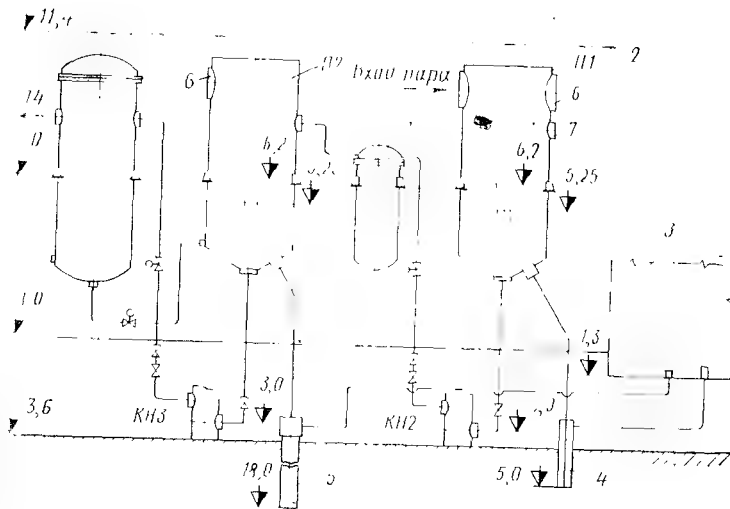


Рис. 4.8. Высотные отметки расположения ПНД и насосов в системе регенерации турбины К-800-240-ЛМЗ.

1 — поверхность охладителя пара из уплотнений турбины; 2 — отметка обслуживания турбины; 3 — конденсатор; 4 — гидрозатвор на линии аварийного слива из *П1* в конденсатор; 5 — гидрозатвор на линии аварийного перелива *П2* в конденсатор; 6 — вход пара; 7 — вход конденсата.

зывающая давление 0,4–0,5 МПа, для перекачки воды из *П1* в *П2*. Все это еще более повысило бы компактность комбинированной схемы с двумя смешивающими подогревателями и перекачивающими насосами. Сравнение компоновок регенеративных установок разных энергоблоков показывает, что комбинированная система с двумя смешивающими ПНД по компактности уступает традиционной системе регенерации только поверхностными подогревателями, а по простоте и ряду других важных показателей превосходит ее.

4.1 УСЛОВИЯ ВЫБОРА И ВКЛЮЧЕНИЯ НАСОСОВ КН2 В КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЕ РЕГЕНЕРАЦИИ

При переходе к комбинированной системе регенерации существенно изменяются условия работы насосов КН2. Насосы откачивают воду с повышенной (до 110°C) температурой непосредственно из предвключенного регенератора, в котором с помощью регулятора поддерживается определенный уровень. Подпор перед насосами становится значительно меньше и определяется в основном высотой гидростатического столба жидкости на входе. В соответствии с изменением давления в отборе меняется давление над уровнем жидкости, а при сбросе на турбину оно резко падает. Конструктивной особенностью КН2 типов КсВ-500-220 и КсВ-475-245/5 является применение предвключенных осевых колес — шнеков, существенно улучшающих кавитационные характеристики насосов. Допустимая высота всасывания сверхупругости паров жидкости для этих насосов составляет около 2 м, что позволило использовать их для откачки воды из смешивающего П2.

Известно, что кавитационная эрозия зависит от стадии развития кавитации и физических свойств жидкости. Основное влияние на кавитационную эрозию оказывает разность между давлением на входе в насос и давлением насыщенного пара, определяемым по температуре перекачиваемой воды. Проведенное ЦКТИ обследование 50 насосов КН2 типов КсВ-475-245/5 и КсВ-500-220 показало, что при разности давлений $\Delta p \geq 0,186$ МПа и температуре конденсата до 40°C кавитация и эрозионное разрушение лопастей отсутствуют. При снижении Δp до 0,118—0,147 МПа и той же температуре конденсата через 3000—5000 ч работы происходит разрушение осевых колес. В схемах со смешивающими подогревателями Δp в зависимости от компоновки составляет 0,03—0,07 МПа, а температура конденсата достигает 95°C, однако разрушения колес в течение $(3-4) \cdot 10^4$ ч не наблюдалось.

Для выполнения требования ПТЭ об удержании турбины на холостом ходу при полном сбросе нагрузки необходимо обеспечить бесперебойную работу насосов, откачивающих конденсат из смешивающих подогревателей. Эти насосы в отличие от КН1 и питательных работают при переменном давлении на входе, а иногда и на выходе. При сбросе турбиной нагрузки давление в сме-

шивающих подогревателях определяется температурой находящейся в них воды, которая меняется во времени. Следом за изменением температуры меняется давление. Скорость изменения давления зависит от многих факторов: объема конденсаторборника, расхода поступающих и отводимых потоков, плотности закрытия обратного клапана и пр. Для каждого насоса при заданных условиях его работы существует максимально допустимая

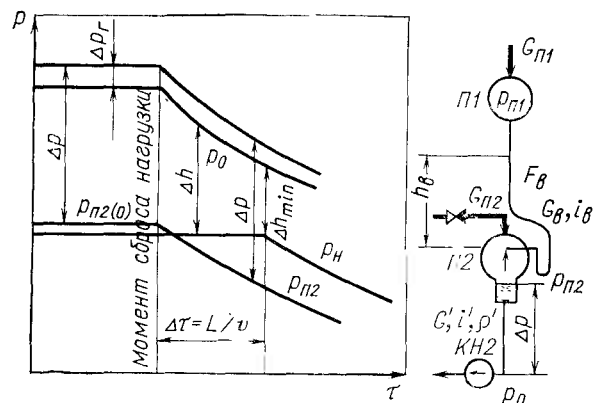


Рис. 4.9. Изменение давления во времени при сбросе турбиной нагрузки.

скорость падения давления в смешивающем подогревателе, превышение которой приводит к его срыву. Для обеспечения надежной работы насоса необходимо, чтобы его подпор сверх упругости паров Δh (кавитационный запас) не снижался ниже допустимого $\Delta h_{\text{доп}}$:

$$\Delta h = \Delta p_0 - \Delta p_r - (p_n - p_{n2}),$$

где Δp_0 — давление, создаваемое столбом жидкости на входе в насос, Па; Δp_r — потери давления во всасывающем трубопроводе, Па; p_n — давление насыщения, Па; p_{n2} — давление пара в подогревателе П2, Па.

В стационарном режиме при наличии подогрева $p_n - p_{n2}$ (рис. 4.9) может быть меньше нуля. В случае подвода под уровень воды перегретых потоков эта разность может быть и положительной. Поскольку после сброса нагрузки насос некоторое время откачивает воду с постоянной температурой, а давление в аппарате на-

дает, то уменьшается и разность $p_0 - p_n$, а значит, и запас устойчивости. Минимальное значение Δh_{min} соответствует моменту, при котором на вход насоса начинает поступать вода с понизившейся вследствие падения давления в аппарате температурой. Из рис. 4.9 видно, что увеличение Δh_{min} может быть достигнуто уменьшением скорости падения давления p_{n2} , а следовательно, и p_0 , уменьшением времени откачки воды с постоянной температурой и подводом холодной воды на вход в насос.

Для определения Δh_{min} необходимо построить кривую изменения давления в П2. При математическом моделировании сброса нагрузки будем считать, что в паровом объеме жидкость находится в состоянии равновесия с насыщенным паром, причем в каждый момент времени поступающая вода полностью перемешана с водой, находящейся в аппарате. При этом допущении, рассматривая подогреватель как соответственный объем, уравнение энергии можно записать в виде

$$G_{в} i_{в} d\tau - G' i' d\tau = \rho' dV' + V' (d\rho' i' + k m_{сМ} dt_{м}), \quad (4.1)$$

где $G_{в}$, $i_{в}$ — расход и энтальпия поступающей в подогреватель воды, кг/с, Дж/кг; G' , i' , ρ' — расход, энтальпия и плотность откачиваемой воды, кг/с, Дж/кг, кг/м³; V' — объем воды в подогревателе, м³; $m_{сМ}$, $c_{М}$ — масса и теплоемкость металла корпуса подогревателя, кг, кДж/(кг × К); $t_{м}$ — температура насыщения, °С; $k = 0 \div 1$ — коэффициент, характеризующий долю теплоемкости металла, учитываемую при расчетах.

Здесь не учитывается ввиду малости работа расширения пара. Изменение объема воды, находящейся в подогревателе,

$$dV' = - \frac{(G_{в} - G')}{\rho'} d\tau. \quad (4.2)$$

Расход воды, поступающей в подогреватель в переходном процессе, существенно увеличивается за счет уменьшения высоты гидростатического столба в связи со снижением разности давлений между подогревателем П2 и П1. В первом приближении (без учета изменения гидравлического сопротивления) этот расход

$$G = G_0 + \frac{dh}{dt} \rho' F_{в},$$

где $F_{в}$ — сечение трубопровода; h — высота столба; G_0 — расход перед сбросом нагрузки.

Отсюда, учитывая, что $dh/d\tau = 1/g \rho' dp/d\tau$, получаем:

$$G_{в} = G_0 - \frac{F_{в}}{g} \frac{dp}{d\tau}. \quad (4.3)$$

После подстановки (4.3) в (4.2) и интегрирования получим:

$$V' = V'_0 + \tau (G_0 - G') / \rho' + F_{в} (p_{n2(0)} - p_{n2}) / (g \rho'). \quad (4.4)$$

Учитывая (4.2), (4.3) и (4.4), уравнение (4.1) приводим к виду при начальном условии $\tau = 0$, $p_{n2} = p_{n2(0)}$:

$$\begin{aligned} \frac{dp_{n2}}{d\tau} + \frac{G_0 (i' - i_n)}{\left[V'_0 + \frac{G_0 - G'}{\rho'} \tau + \frac{F_{в} (p_{n2(0)} - p_{n2})}{g \rho'} \right]} \frac{d\rho' i'}{dp_{n2}} - \\ - \frac{F_{в}}{g} (i' - i_n) + k m_{сМ} \frac{dt_{н}}{dp_{n2}} = 0. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Уравнение (4.5) решается методом численного интегрирования. На рис. 4.10 приведены графики изменения давления в П2 по данным испытаний ЦКТИ (кривая 1) и по формуле (4.5) (кривая 2). Практическое совпаде-

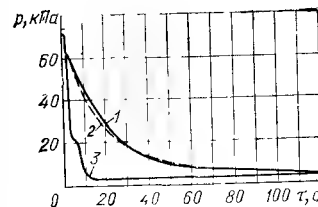


Рис. 4.10. Изменение давления в смещающем П2 при сбросе нагрузки турбины от 305 МВт до нуля.

1 — опыт; 2 — расчет; 3 — опытная кривая изменения давления в отборе.

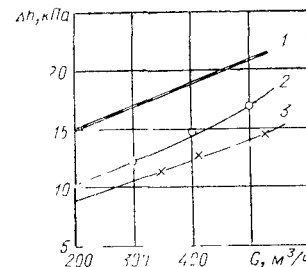


Рис. 4.11. Кавитационная характеристика насоса КсВ-475-245/5 (КсВ-500 200).

1 — допустимый подпор, 2 — критический подпор при 23 °С и содержании кислорода 10 мг/кг; 3 — то же при 80 °С и 10 мг/кг.

ние этих кривых свидетельствует о том, что давление в П2 при сбросе нагрузки изменяется главным образом за счет факторов, учтенных при выводе уравнения (4.5). Влияние других факторов (отвода пара из П2, поступления дренажа из подогревателя П3 и воды из уплотне-

ний питательных насосов и пр.) несущественно и, по-видимому, может не учитываться при расчете.

Зная изменение давления в П2 и пренебрегая изменением гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода, можно построить график изменения давления на входе в насос, $p_0 = f(\tau)$. Определив время откачки воды с постоянной температурой $\Delta\tau = L/v$ (где L — длина всасывающего трубопровода; v — скорость воды в трубопроводе), можно по рис. 4.9 найти $\Delta h_{\text{итт}}$ и сравнить его с допустимым $\Delta h_{\text{доп}}$, который зависит от частоты вращения и конструктивных особенностей насоса. Допустимый Δh определяют на стенде завода и записывают в паспорт насоса. В условиях эксплуатации расход откачиваемой воды, ее температура и газосодержание изменяются в довольно широких пределах. Определение кавитационной характеристики насоса КсВ-475-245/5 при откачке воды из смешивающего подогревателя (рис. 4.11) показало, что фактический критический подпор заметно меньше указанного в паспорте и при данном расходе откачиваемой воды зависит от ее температуры и кислородсодержания.

Опыт проектирования комбинированных систем регенерации низкого давления турбины 300 МВт и методики расчета их гидравлических характеристик обобщены в руководящих технических материалах, выпущенных ЦКТИ и ВТИ [54].

ГЛАВА ПЯТАЯ

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ УСТРОЙСТВ ЗАЩИТЫ И АВТОМАТИКИ В СИСТЕМАХ РЕГЕНЕРАЦИИ СО СМЕШИВАЮЩИМИ ПОДОГРЕВАТЕЛЯМИ

5.1. ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ ЗАЩИТЫ

В системах регенерации паротурбинных установок с поверхностными подогревателями предусматриваются защитные устройства, исключающие затопление подогревателей (например, при разрыве трубок или выходе из строя откачивающих насосов), а также отрицательное воздействие обратного потока пара из подогревателя на

турбину при сбросе нагрузки. Функцию защиты поверхностных подогревателей от затопления обычно выполняют регуляторы уровня и сбросные линии, снабженные арматурой с электроприводом. Против воздействия обратного потока пара на турбину, как правило, применяют обратные клапаны типа КОС, устанавливаемые на паропроводах отборов в непосредственной близости от турбины. Только первый по ходу основного конденсата поверхностный подогреватель не имеет ни регулятора уровня, ни обратного клапана на паропроводе отбора. Конденсат греющего пара этого подогревателя отводится в конденсатор через гидрозатвор.

Опыт эксплуатации показывает, что применяемые средства защиты поверхностных подогревателей от затопления не обеспечивают необходимой надежности. Это, по-видимому, связано с тем, что электрические устройства защиты состоят из элементов с ограниченной надежностью, а обратный клапан не обеспечивает защиту при постепенном затоплении подогревателя и паропровода.

Опасность быстрого затопления смешивающего подогревателя при выходе из строя регулятора уровня конденсата (или откачивающих насосов) привела к необходимости снабжения его защитным устройством, обладающим более высокой надежностью. Основным и наиболее надежным средством, предотвращающим переопределение смешивающего подогревателя и подъем уровня воды до лопаток турбины, как показала отечественная практика, является безарматурная линия аварийного перелива через гидрозатвор в конденсатор. Подогреватели, расположенные перед насосами, обязательно соединяются линиями аварийного перелива с конденсатором. К верхним подогревателям в гравитационной схеме на действующих энергоблоках 300 МВт также должны быть присоединены эти линии. Однако опыт показал, что если разность отметок установки подогревателей больше максимально возможной разности в них давлений (например, на турбине К-300-240 ХТГЗ Троицкой ГРЭС), то аварийный перелив из верхнего подогревателя является излишним.

Дополнительным средством защиты может служить электрическая защита, отключающая конденсатные насосы, которые подают воду в смешивающий подогреватель. Возможны и другие виды электрических защит, обеспечивающих закрытие специального клапана при

подаче воды в аппарат, открытие задвижки на линии сброса воды из него в конденсатор и т. д. В известной мере функции защиты от переполнения подогревателя выполняет также регулятор уровня конденсата в нем.

Расчеты, испытания и многолетний опыт эксплуатации смешивающих подогревателей без обратных клапанов паропроводов отборов показали, что обратный поток пара из подогревателя в турбину при полном сбросе ее нагрузки не представляет опасности для сохранности лопаток турбины и не вызывает динамического увеличения частоты вращения ее ротора. Расчеты показывают, что если при сбросе турбиной нагрузки пар, образующийся при вскипании запасенной в *П1* и *П2* нагретой воды мгновенно поступит в турбину, то динамическое увеличение частоты вращения составит не более 4 об/мин. Поскольку истечение пара происходит во времени, то его влияние на увеличение частоты вращения еще меньше. К тому же следует иметь в виду, что при сбросе турбиной нагрузки расход обратного потока пара, образующегося при вскипании воды в смешивающих подогревателях, уменьшается в связи с поступлением относительно холодной воды, имеющей высокую конденсирующую способность.

Исследования [63] показали, что массовая влажность пара на периферии рабочих лопаток может достигать 50%, превышая диаграммную более чем в 5 раз. Такая повышенная влажность приводит к интенсивной эрозии концов рабочих лопаток. Кратковременный вынос из смешивающего подогревателя (в течение 10—15 с после сброса нагрузки) пара, имеющего массовую влажность 20—30%, не может повлиять на скорость эрозии, так как эрозионное разрушение — процесс длительный. В определенных условиях обратный поток пара из подогревателя в турбину, ограниченный по расходу и влажности, безопасен для нее. В связи с этим защитным средствам могут быть также отнесены устройства внутри подогревателей, обеспечивающие ограничение расхода и влажности пара, поступающего в турбину при сбросе ее нагрузки.

В смешивающие подогреватели из отборов турбины поступает влажный (в *П1*) или слабо перегретый (в *П2*) пар. Максимальная разность температур прямого и обратного потока пара составляет 30—50°C. Расчеты показали, что местные напряжения, возникающие

в корпусе турбины в районе отбора при появлении обратного потока с более низкой температурой, не превышающей предела текучести, а число циклов по статическим данным составляет в среднем менее одного полного сброса в год. Поэтому кратковременный обратный поток пара не может вызывать ни усталостных трещин, ни коробления корпуса.

Испытания смешивающего подогревателя *П2* с встроенной в его корпус перегородкой показали, что скорость падения давления в камере отбора турбины и в паровой отсечке подогревателя в начальный период практически одинакова. Таким образом, использование обратных клапанов на вакуумных паропроводах в качестве защитного устройства от обратного потока пара является излишним при установке внутри аппаратов устройств, предотвращающих вынос в турбину пароводяной эмульсии, образующейся при вскипании воды.

5.2. УСТРОЙСТВО АВАРИЙНОГО ПЕРЕЛИВА КОНДЕНСАТА

При проектировании пропускную способность линии аварийного перелива необходимо принимать по максимально возможному расходу конденсата на входе в аппарат, а повышение уровня в нем должно ограничиваться высотой расположения и конструкцией ее входного патрубка.

Подогреватель перелива *П1* обычно расположен в районе отметки обслуживания турбины, и разность высотных отметок уровня перелива в *П1* и уровня в конденсаторе составляет 11—12 м для турбоустановки К-300-240. Диаметр линии аварийного перелива из *П1* должен быть таким, чтобы потери давления (в метрах водяного столба), возникающие при движении через нее максимально возможного расхода конденсата, не превышали разности отметок уровня перелива в *П1* и уровня в конденсаторе. На действующих установках диаметр линии аварийного перелива из *П1* принят равным 300 мм. Ниже будет показано, что если переливная линия обеспечивает требуемый расход холодной воды, то ее пропускная способность не снизится при пропуске воды, нагретой до температуры насыщения при давлении в верхнем подогревателе, превышающем давление в конденсаторе. Таким образом, уровень конденсата в *П1*

при всех режимах работы турбоустановки будет определяться только сопротивлением водослива во входном сечении переливной линии.

Подогреватель *П2* расположен вблизи отметки днища конденсатора и разность высотных отметок уровня перелива в *П2* и уровня в конденсаторе составляет 1—2 м для турбины 300 МВт. В этом случае требуемая пропускная способность линии аварийного перелива при уровне конденсата, определяемом сопротивлением водослива во входном сечении, обеспечивается только при работе турбоустановки (когда есть разность давлений в *П2* и конденсаторе). При отсутствии разности давлений полный расход конденсата через переливную линию обеспечивается повышением разности высот перелива до 4 м, т. е. при полном заполнении подогревателя *П2*. Для турбины это не может представлять опасности, так как, например в турбоустановке К-300-240, разность высотных отметок днища конденсатора и нижней части корпуса турбины составляет 8,5 м и более, что вдвое превышает указанную высоту подъема уровня конденсата в *П2* при полном его расходе через перелив.

При проектировании линии аварийного перелива следует предусматривать наружную изоляцию трубопровода от подогревателя до гидрозатвора, что уменьшает потери теплоты и количество горячего конденсата, смешивающегося с запирающим конденсатом в гидрозатворе. На выходном конце переливной линии в конденсаторе должно быть устройство, препятствующее попаданию посторонних предметов в переливную трубопровод и защищающее трубки конденсатора от потока паровоздушной смеси при срыве гидрозатвора.

Трасса линии аварийного перелива и конструкция гидрозатвора должны обеспечивать минимально возможное гидравлическое сопротивление и максимальную устойчивость гидрозатвора. Для этой цели наиболее целесообразен гидрозатвор U-образной формы. При малой разности давлений (не более 0,02—0,025 МПа) в подогревателе *П1* и конденсаторе такой гидрозатвор может быть выполнен на линии аварийного перелива из *П1*. Давление в *П2* превышает давление в конденсаторе на 0,06—0,12 МПа, в связи с чем требуется значительное заглубление гидрозатвора в грунт. В этом случае по условиям выполнения буровых работ гидрозатвор на линии аварийного перелива из *П2* в конденсатор должен

быть типа «труба в трубе». Однако, как показал опыт эксплуатации, обычная конструкция такого гидрозатвора не обеспечивает его устойчивости в подобных условиях работы из-за наличия теплообмена между паром и запирающим конденсатом. Для предотвращения срыва гидрозатвора требуется его выполнять с двойным запасом по высоте и осуществлять значительную подпитку холодной водой.

Указанные недостатки устранены в конструкции гидрозатвора, показанного на рис. 5.1,а. Он проверен в работе на нескольких энергоблоках 300 МВт. В гидрозатворе присоединенная к подогревателю труба снабжена устройством для дозированного подвода воздуха из атмосферы (или при избыточном давлении в подогревателе) от компрессора. Этот воздух заполняет всю тушниковую зону от зеркала воды в гидрозатворе до подогревателя, препятствуя проникновению в нее из подогревателя пара и его конденсации. Подвод воздуха может быть периодическим или непрерывным, так как небольшое количество воздуха не сказывается на теплообмене в смешивающем подогревателе. Кроме того, для снижения нагрева запирающего конденсата предусмотрен охватывающий внутреннюю трубу гидрозатвора и закрытый с обоих концов кожух, образующий воздушную полость. Герметизацию этой полости контролирует датчик давления. Конденсат для восстановления гидрозатвора подводится в его верхнюю часть трубой диаметром 80—100 мм. Испытания показали, что гидрозатвор такой конструкции не нуждается в постоянном расхолаживании, а его восстановление после срыва осуществляется без снижения нагрузки турбин.

На рис. 5.1,б приведена конструкция гидрозатвора, разработанного в ЦКТИ и проверенного в эксплуатации на ряде турбин 300 МВт. Отличительной особенностью этого гидрозатвора является то, что полость между внутренней трубой и кожухом открыта снизу и сообщается с атмосферой. Благодаря этому она постоянно заполнена воздухом на глубину, определяемую разностью атмосферного давления и давления в конденсаторе. Относительным постоянством этих давлений обеспечивается стабильность уровня воды в этой полости при эксплуатации. Воздушная прослойка обеспечивает устойчивость гидрозатвора и позволяет свести к минимальной подпитку его холодной водой.

Эта полость используется и в качестве канала, по которому большой расход воды может быть подан в нижнюю часть гидрозатвора для его восстановления после срыва. Для этого верхняя часть полости соединена трубопроводом, имеющим запорную арматуру, с напорным коллектором насоса КН1. Опыт эксплуатации показал, что кратковременная (20–30 с) подача холодного конденсата по этому трубопроводу в количестве 20–25% номинального его расхода в конденсатном тракте обеспечивает восстановление гидрозатвора при любой нагрузке блока. Соединение промежуточной полости с атмосферой при давлении в П2 не выше атмосферного обеспечивает высокую экономичность эксплуатации гидрозатвора.

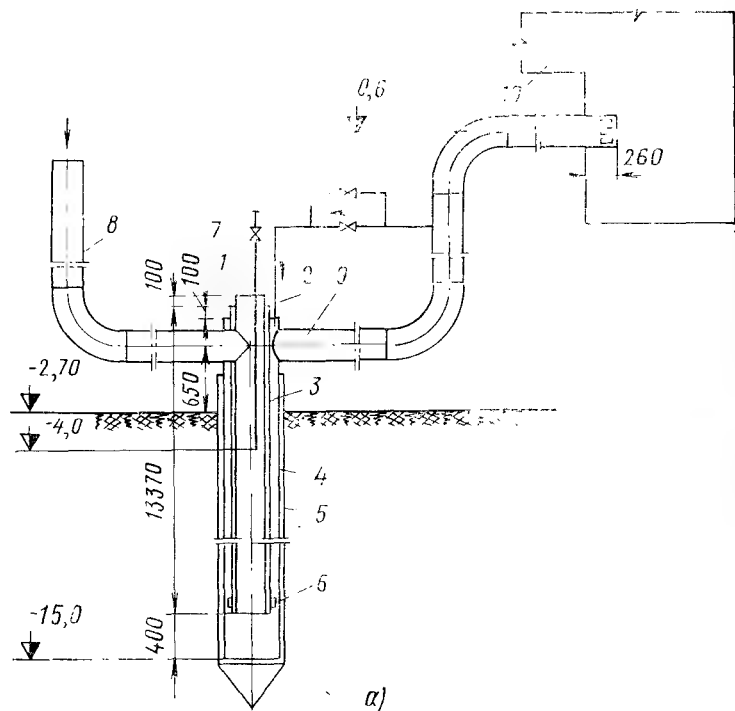
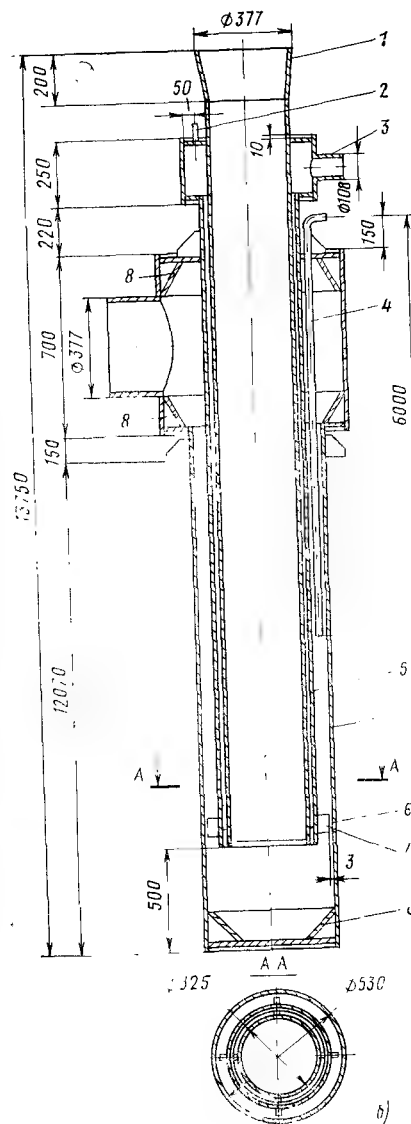


Рис. 5.1. Гидрозатворы линии аварийного перелива конденсата из а) — разработка ВТИ: 1 — внутренняя труба размером 325×8; 2 — линия под розатвора; 3 — кожух; 4 — наружная труба размером 529×7; 5 — обсадная труба; 6 — устройство впуска воздуха; 7 — соединительная труба между П2 и между гидрозатвором и конденсатосборником; 8 — конденсатор; 9 — разраб 2 — воздушник; 3 — патрубок подвода конденсата для восстановления гидро пичку гидрозатвора; 5 — кожух; 6 — наружная труба; 7 — центрирующие реб



П2 в конденсатор.

ода конденсата для восстановления гидрозатвора; 6 — центрирующие гидрозатвором; 7 — соединительная труба ЦКТИ: 1 — внутренняя труба; 2 — гидрозатвора; 3 — подвод конденсата на под; 4 — обтекатели.

твора. При более высоком давлении в П2 сохранение высокой экономичности эксплуатации гидрозатвора требует поддержания в этой полости давления с помощью источника сжатого воздуха.

К основным задачам расчета гидрозатвора относится определение его геометрической высоты и пропускной способности, а также, при необходимости, расхода подпиточной воды, гарантирующей защиту гидрозатвора от выкипания и срыва.

Геометрическая высота, м, гидрозатвора является разностью высотных отметок уровня конденсата в конденсаторе и нижнего конца внутренней трубы гидрозатвора:

$$H_{гз} = k(p_{отб}^{max} - p_k) / \gamma_v,$$

где p_k и $p_{отб}^{max}$ — соответственно давление в конденсаторе и отборе при максимальной (пиковой) нагрузке турбины, Па; γ_v — удельный вес воды в гидрозатворе, учитывающий инерционность объема ре, Н/м³; k — коэффициент, учитывающий возможную неточность при определении $p_{отб}^{max}$

и пр. Опыт показывает, что в зависимости от условий работы турбоустановки этот коэффициент можно принимать равным 1,2—1,5. Максимальный коэффициент принимают тогда, когда часто повторяются режимы динамических возмущений с резким изменением давления в смешивающих подогревателях. На действующих турбоустановках диаметр линии аварийного пере-

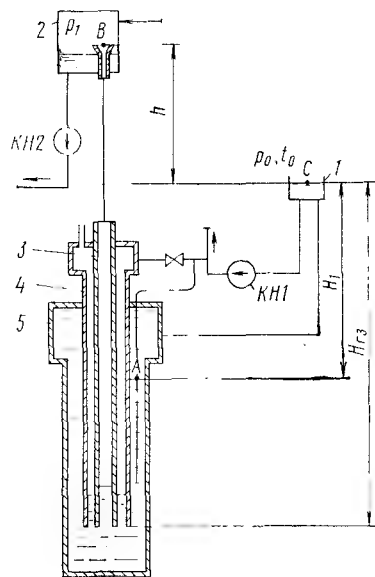


Рис. 5.2. Расчетная схема линии аварийного перелива конденсата и смешивающего подогревателя в конденсатор.

1 — конденсатор; 2 — смешивающий подогреватель; 3 — внутренняя труба гидрозатвора; 4 — кожух; 5 — наружная труба гидрозатвора; $H_{гз}$ — высота гидрозатвора

лива из смешивающих подогревателей составляет 0,3 м. Потери давления в ней (в метрах водяного столба) при максимальном расходе холодной воды через перелив составляют в этом случае примерно 30% вертикального расстояния между турбиной и заданным уровнем воды в конденсаторе, а скорость воды в линии 3—4 м/с. Такую же скорость следует принимать при определении диаметра линии аварийного перелива из смешивающих подогревателей более мощных турбин с подвальным расположением конденсаторов.

Если по линии аварийного перелива (рис. 5.2) сливается конденсат, имеющий температуру, не превышающую температуру насыщения при данном давлении в конденсаторе (холодный конденсат), то при заданной разности давлений в подогревателе и конденсаторе справедливо следующее соотношение:

$$\Delta p_h - h\gamma = \sum \zeta_{BC} \frac{v_{в}^2}{2} \rho_v - \sum \zeta_{BC} \frac{G_x^2}{\rho_v F^2 \cdot 2}, \quad (5.1)$$

где Δp_h — гравитационный движущий напор, Па; h — разность уровней конденсата в подогревателе и конденсаторе, м; γ — удельный вес воды, Н/м³; $\sum \zeta_{BC}$ — сумма коэффициентов местных гидравлических сопротивлений линии перелива от точки В до точки С; G_x — расход холодного конденсата, кг/с; F — площадь поперечного сечения линии перелива, м².

Определение расхода конденсата, имеющего температуру выше температуры насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе (горячий конденсат), усложняется тем, что в определенной точке подъемной ветви линии аварийного перелива (например, в точке А) конденсат вскипает и соответственно увеличивается гидравлическое сопротивление последующего участка тракта при течении двухфазной среды. Одновременно возрастает движущий напор в системе перелива. Он возрастает за разность давлений в подогревателе и конденсаторе $\Delta p = p_1 - p_0$ плюс напор естественной циркуляции $H_1 (\gamma - \gamma_{см})$. Тогда

$$p_1 = p_0 + H_1 \gamma_{см} + \Delta p_{AC} = p_0 + H_1 \gamma_{см} + \frac{\sum \zeta_{AC}}{\rho_{см} F^2 \cdot 2} G_{г}^2, \quad (5.2)$$

где $\gamma_{см}$ — средний удельный вес пароводяной смеси на участке АС, Н/м³; Δp_{AC} — гидравлическое сопротивление участка АС, Па; $G_{г}$ — расход горячего конденсата, кг/с; $\rho_{см}$ — средняя плотность пароводяной смеси на участке АС, кг/м³.

По аналогии с (5.1) для случая перелива горячего конденсата можно записать:

$$h\gamma + (p_1 - p_0) + H_1 (\gamma - \gamma_{см}) = [\sum \zeta_{BA}' (\rho F^2 \cdot 2) + \sum \zeta_{AC}' (\rho_{см} F^2 \cdot 2)] G_{г}^2. \quad (5.3)$$

Вычитая из (5.3) уравнение (5.2), получаем.

$$h\gamma + H_1\gamma = G^2_{\Sigma} \Sigma \zeta_{BA} / (\rho F^2 \cdot 2). \quad (5.4)$$

Уравнение (5.1) можно представить в виде

$$h\gamma = (\Sigma \zeta_{BA} + \Sigma \zeta_{AC}) G^2_x / (2\rho F^2), \quad (5.5)$$

где ζ_{BA} и ζ_{AC} — коэффициенты местных гидравлических сопротивлений на соответствующих участках при сливе холодной (некипящей) воды.

Сравнивая (5.5) с (5.4), можно написать:

$$G_r = G_x \sqrt{1 + \Sigma \zeta_{AC} (\Sigma \zeta_{BA}) + 2g F^2 H_1 (G^2_x \Sigma \zeta_{BA})}. \quad (5.6)$$

Поскольку все члены подкоренного выражения в (5.6) положительны, расход горячего конденсата всегда больше расхода холодного при одинаковой разности уровней в подогревателе и конденсаторе. Однако следует иметь в виду, что горячая вода из подогревателя в конденсатор до уровня в опускном колене сливается не по всему сечению, о чем свидетельствуют испытания при

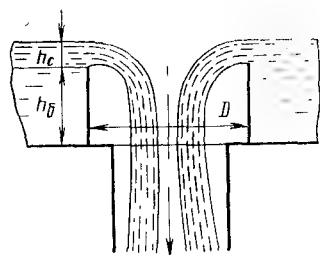


Рис. 5.3. Схема входного патрубка аварийного перелива из П2 в конденсатор.

расхода, $m = 0,402 - 0,054 h_c / h_b$ при $h_b \geq 0,5 h_c$ и $h_c \geq 0,1$ м; D — диаметр водослива, м.

Коэффициент ζ_{BA} в (5.6) при сливе горячего конденсата по неполному сечению значительно меньше, чем при сливе по полному сечению. Отношения ζ_{AC} / ζ_{BA} и G_r / G_x соответственно увеличиваются, т. е. увеличивается пропускная способность линии аварийного перелива горячей воды по сравнению с холодной.

Выше уже указывалось, что в гидрозатворе с подачей воздуха в полость, связанную с подогревателем, не требуется непрерывной подпитки его холодной водой, она нужна 1 раз в смену в течение нескольких минут. Резко снижается расход подпиточной воды также и при применении воздушной прослойки в гидрозатворе. Об этом, в частности, свидетельствуют результаты проведенных в ЦКТИ расчетов по определению расхода хо-

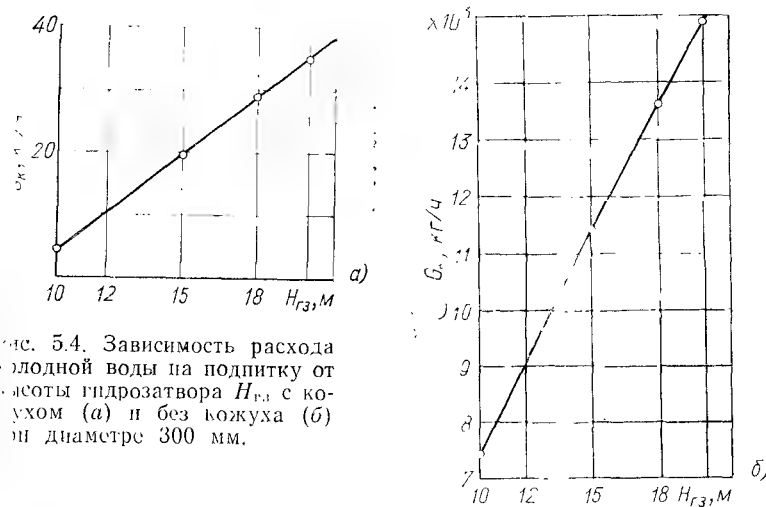


Рис. 5.4. Зависимость расхода холодной воды на подпитку от высоты гидрозатвора $H_{гз}$ с кожухом (а) и без кожуха (б) при диаметре 300 мм.

лодной воды на подпитку гидрозатворов (с кожухом и без него) на линии аварийного перелива из П2 в конденсатор турбоустановки К-300-240 ЛМЗ (рис. 5.4). Как видно из графиков, при конструктивно допустимом увеличении высоты гидрозатвора необходимый расход конденсата на подпитку также увеличивается. Применение кожуха позволяет приблизительно на три порядка снизить необходимый для устойчивой работы гидрозатвора расход конденсата.

5.3. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ВЫНОСА ПАРОВОДЯНОЙ ЭМУЛЬСИИ ИЗ СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Конструктивные мероприятия для предотвращения выноса пароводяной эмульсии, образующейся при сбросе нагрузки турбины в результате вскипания воды в подогревателе, заключаются в отделении его водяного

отсека от нагревательного с помощью перегородки с размещенными на ней обратными клапанами и в выходном сечении паропровода достаточного расстояния между максимальным уровнем воды над перегородкой и выходным сечением паропровода. Максимальный уровень над перегородкой определяется расходом поступающей в подогреватель воды, а также диаметром и высотой входного патрубка линии аварийного перелива.

Исследования вскипания воды при резком сбросе давления [65, 66] проведены на модели, представляющей собой вырезку по вертикали из промышленного смешивающего подогревателя, эксплуатирующегося в схеме регенерации турбины 300 МВт Кармановской и Троицко-ГРЭС. На стенде в полном объеме имитировались процессы, происходящие в паровом (нагревательном) и в водяном отсеках реального подогревателя, разделенных перегородкой со встроенными обратными клапанами. Подогреватель был соединен со ступенью турбины паропроводом диаметром 600 мм, на котором не было запорной арматуры и обратного клапана. Сброс нагрузки турбины имитировался на стенде путем быстрого (за 0,06 с) открытия клапана на трубопроводе, соединяющем экспериментальный бак, наполненный нагретой до температуры насыщения водой, с конденсатором. Количество выносимой влаги за определенное время измеряли с помощью сепаратора, изменение давления в баке и струи кипящего слоя воды фиксировали на киноплёнке.

В результате исследований было установлено, что при быстром соединении с конденсатором в экспериментальном баке начинается процесс падения давления, который состоит из этапа периодического изменения давления, сопровождающегося периодическим изменением влажности истекающего пара, и этапа его плавного падения по экспоненте. Длительность первого этапа падения давления невелика. Она, так же как амплитуда колебаний, тем больше, чем больше начальное давление и уровень воды.

При заданном начальном давлении характер процесса вскипания и степень расширения слоя кипящей жидкости зависят от приведенной скорости пара у зеркал испарения и уровня воды в сосуде. Приведенная скорость пара определяется отношением площади зеркал испарения к площади отверстия истечения и сопротивлением трубопровода, через который происходит истече-

ние. При режимных и геометрических параметрах смешивающих ПНД вскипание носит взрывной характер, что указывает на высокую приведенную скорость пара (более 2 м/с). Слой воды над перегородкой в подогревателе *П2* расширяется в 3,5—4 раза, а в подогревателе *П1* — в 8—10 раз. При этом бурное кипение происходит во всем объеме воды. Слой воды в конденсаторно-сборнике расширяется примерно в 2 раза, и бурное кипение происходит только в его верхней части. В период плавного падения давления уровень кипящего слоя практически не изменяется.

В широком диапазоне изменения влажности скорость истечения влажного пара оказалась постоянной. Ее рассчитывают по формулам для сухого насыщенного пара. Для любого аппарата, работающего в исследуемом диапазоне давлений, можно определить предельно допустимый уровень воды, который при расширении в результате вскипания, вызванного сбросом давления, еще не достигнет высоты расположения отверстия истечения. Предельный уровень воды на перегородке подогревателя *П2* составлял 0,26, а в *П1* — 0,1 расстояния между перегородкой и выходным сечением паропровода. В этом случае из аппарата происходит истечение пара, влажность которого может быть определена по формулам расчета уноса при барботаже. При начальных уровнях воды меньше предельного средняя массовая влажность истекающего пара даже в начальный период вскипания не достигает значений, опасных для лопаточного аппарата турбины.

Промышленные испытания и ревизия проточной части ЦНД также подтвердили безопасность для турбины в отношении выноса влаги системы смешивающих подогревателей *П1* и *П2*, выполненной по проекту ВТИ для блоков 300 МВт.

Плоскость сечения уравнивательной линии, соединяющей паровой и водяной отсеки подогревателя, определяют, исходя из того, чтобы при полном сбросе турбиной нагрузки был обеспечен подвод воды из парового отсека в водяной до его опорожнения. Выше отмечалось, что площадь сечения этой линии определяет скорость падения давления в водяном отсеке и надежность работы насосов, откачивающих воду из подогревателя. Время, через которое вода начнет поступать в водяной отсек, определяется скоростью снижения давления в нем.

Оптимальный диаметр уравнительной линии в подогревателях турбин 300 МВт, как показали расчеты, подтвержденные опытом эксплуатации, составил 300 мм. При этом время открытия сниженного обратного клапана с момента полного сброса нагрузки составило 15, а время открытия остальных обратных клапанов 25 с.

Так как вместимость подогревателей по воде более мощных турбоустановок, так же как и для турбоустановок 300 МВт, рассчитывают, исходя из обеспечения работы $KH2$ с полным расходом в течение 30 с, эквивалентный диаметр уравнительной линии при той же скорости падения давления в водяном пространстве можно определить по формуле

$$d = 13,6 \sqrt{\frac{N}{V_p V}},$$

где N — мощность турбины, МВт; p и V — номинальное давление, Па, и удельный объем пара в подогревателе, $\text{м}^3/\text{кг}$.

5.4. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ЗАЩИТНЫЕ СРЕДСТВА

Многолетний опыт эксплуатации ряда блоков 300 МВт со смешивающими ПНД показал, что безарматурные линии аварийного перелива, проверяемые перед каждым пуском блока (особенно после длительных остановов и ремонтных работ), являются достаточно надежным средством защиты от переполнения смешивающих подогревателей. В связи с этим отпадает необходимость дублирующих защитных средств, основанных на использовании электрических схем. Применение электрических защитных средств оправдано, если невозможно использовать линию аварийного перелива с гидрозатвором, например при расположении электростанции на скальном грунте, применении смешивающего подогревателя, имеющего давление выше 0,2 МПа, и пр. В этом случае необходимо минимум двойное дублирование защитных средств: автоматическое отключение конденсатных насосов, подающих конденсат в подогреватель, и открытие запорной арматуры на линии аварийного сброса конденсата в конденсатор. Импульсом, вызывающим срабатывание указанных средств, является повышение уровня в аппарате до заданного предела. Надежность этих защитных средств может быть в свою очередь обеспечена, например, применением двух параллельных задвижек на

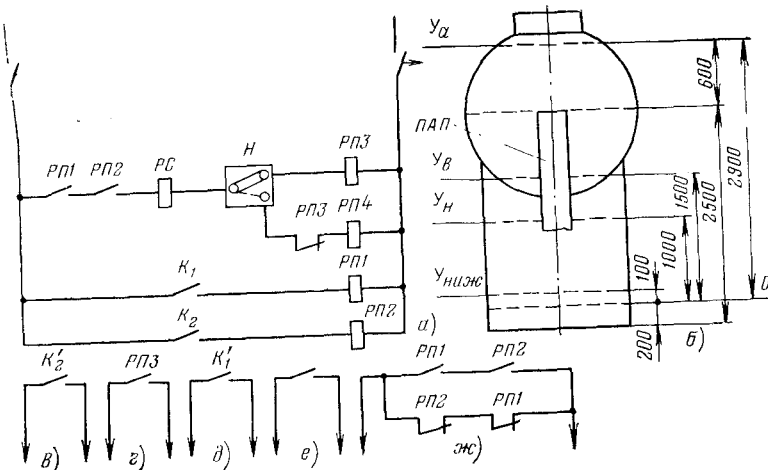


Рис. 5.5. Схема защиты $P2$ от повышения уровня конденсата в нем путем воздействия на $KH1$.

а — принципиальная электрическая схема; б — расположение уровней в $P2$; $ПАП$ — патрубок аварийного перелива; $г$ — присоединение контактов уровнемера $K1$ для сигнала о нижнем уровне $У_{ниж}$; $д$ — подключение контактов реле $PP3$ для подачи сигнала на отключение $KH1$; $е$ — подключение контактов уровнемера $K2$ для сигнала о верхнем уровне $У_{\gamma}$; $ж$ — подключение реле, сигнализирующего о работе защиты; $ж$ — подключение реле, сигнализирующего о неисправности одного из электрических уровнемеров (защита по принципу «два из двух»); PC — сигнальное реле.

линии аварийного сброса конденсата с питанием их электроприводов от разных распределительных щитов, выполнении защиты по принципу «два из двух», срабатыванием защиты по двум пределам аварийного уровня в подогревателе и т. п. Обеспечением надежности защитных средств является также их периодическая эксплуатационная проверка.

На рис. 5.5 показан пример выполнения схемы электрической защиты от переполнения смешивающего $P2$ турбоустановки К-300-240 ЛМЗ в гравитационной схеме его включения. В схеме защиты предусмотрен отсеч $KH1$ при повышении уровня конденсата в аппарате до высоты, близкой к входному сечению патрубка греющего пара. В схеме также предусмотрены соответствующая сигнализация на блочном щите управления об отклонениях уровня конденсата в подогревателе от нормального ($У_{\gamma}$) и срабатывание защиты. Схема электрической защиты состоит из двух уровнемеров типа ДМ, измеряющих уровень конденсата по перепаду давлений с помощью двух вторичных приборов ДСМР-0,2 и

ДПР4-0,9 и промежуточных реле. Вторичные приборы имеют две пары выходных контактов. Контакт K_1 прибора ДСМР-0,2 и контакт K_2 прибора ДПР4 0,9 замыкаются по сигналам от обоих уровнемеров при достижении аварийного уровня (U_a). При этом получают питание промежуточные реле $РП1$ и $РП2$, нормально открытые контакты которых включены последовательно в цепи питания $РП3$, которое отключает $КН1$. Последовательное включение контактов $РП1$ и $РП2$ позволяет исключить ложное срабатывание измерительной части

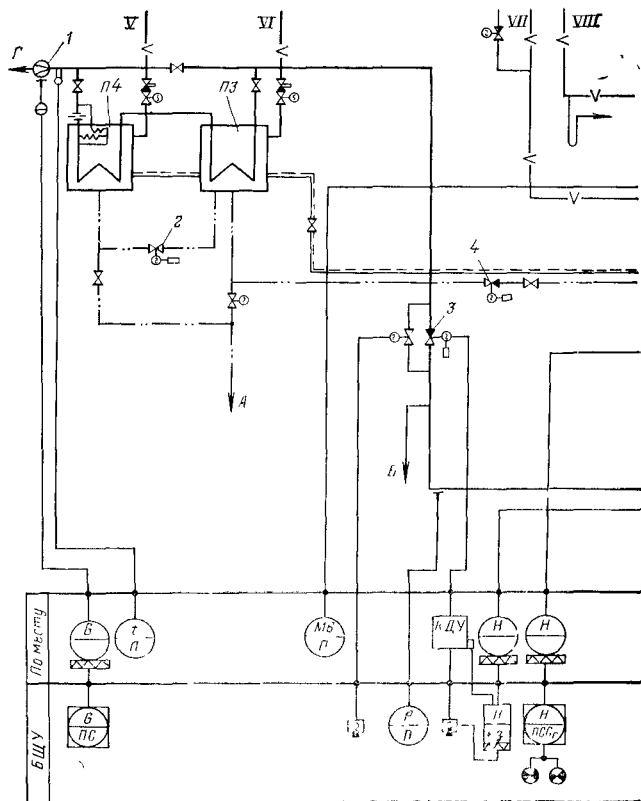
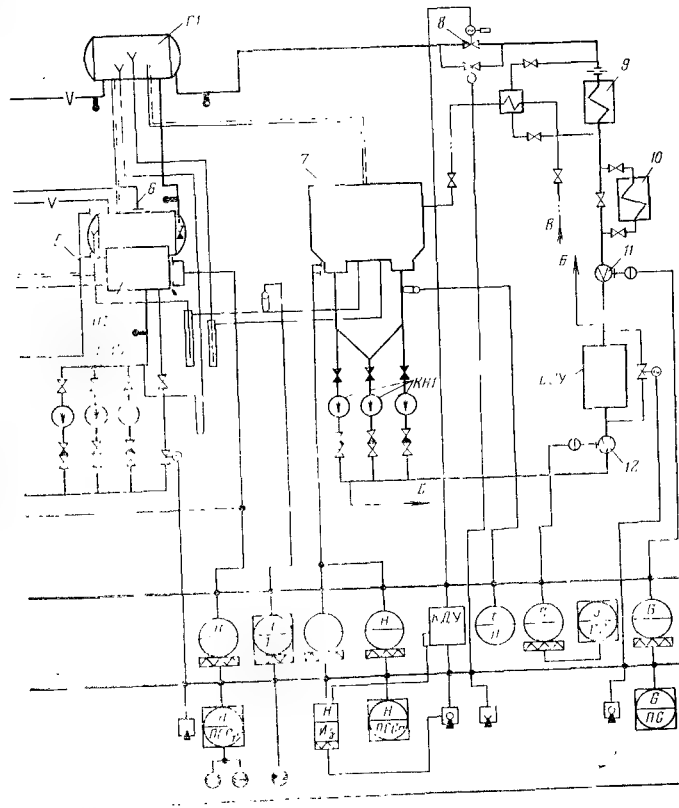


Рис. 5.6. Схема автоматики, управления и теплотехнического контроля. 1, 11, 12 — диафрагма расходомера основного конденсата за П4, за БОУ, допан регулятора уровня конденсата в П2; 4 — клапан регулятора уровня конденсата в П2; 7 — конденсатор; 8 — регулятор уровня конденсата в конденсаторе; в конденсатор; Б — на вспомогательные нужды; В — дренаж калифориферов;

схемы. С целью повышения надежности работы схемы защиты предусмотрена сигнализация о неисправности каждого прибора. Вторичный прибор ДСМР-0,2 позволяет записывать параметр. Вторые пары контактов вторичных приборов K_1 и K_2 используются для сигнализации. Контакт K_1 замыкается при повышении уровня конденсата до 1500 мм от днища конденсатосборника ($U_n=1000$ мм), а контакт K_2 замыкается при понижении уровня конденсата до 300 мм. Контактная накладка Н позволяет опробовать схему электрической защиты на «сигнал» при работающем оборудовании.



роля типовой схемы регенерации турбины К-300-240 ЛМЗ. БОУ соответственно; 2 — клапан регулятора уровня конденсата в П1; 3 — клапан конденсата в П3; 5 — уровнемер подогревателя П2; 6 — мановакуумметр подогревателя; 9 — сальниковый подогреватель ПС-115; 10 — охладитель ОВ-40; А — конденсат Г — в деаэратор; V — VIII — отборы.

Опыт эксплуатации блоков 300 МВт со смешивающими ПНД позволяет рекомендовать принципиальную схему автоматического регулирования, дистанционного управления и теплотехнического контроля (рис. 5.6) применительно к рассмотренным выше основным типам комбинированной схемы регенерации низкого давления турбоустановок. В этой схеме, составленной для варианта с правитационным включением смешивающих ПНД, предусмотрено регулирование уровня конденсата в конденсаторе и П2. Регулирование уровня выполняется путем воздействия на клапаны, установленные соответственно за насосами КН1 и КН2. При этом используется обычная схема регулирования с импульсами по уровню конденсата и обратной связью по положению регулирующего органа.

Для обеспечения нормальной работы охладителя пара уплотнений турбины и намывных целлюлозных фильтров БОУ при закрытом клапане РУК предусмотрен пропуск 20—25% номинального расхода конденсата. Клапан регулятора уровня конденсата в П2, наоборот, должен иметь максимальную гидравлическую плотность в закрытом положении, что предотвращает переполнение деаэратора на пусковых режимах и при сбросе нагрузки турбины. Вместе с тем для обеспечения нормальной работы схемы регулирования необходима идентичность основных технических показателей этих клапанов. На рис. 5.7 приведен один из применяемых вариантов их конструкции.

Для повышения работоспособности схемы конденсатного тракта при выходе из строя клапанов регуляторов уровня рекомендуется установка обводных линий с электрозадвижками. Необходимость установки отключающих электрозадвижек для ремонта регулирующих клапанов на работающем блоке определяют, исходя из возможности останова энергоблока, надежности регулирующих клапанов, надежности и плотности отключающих задвижек и т. д. Дистанционное управление электрозадвижками на обводных линиях, задвижкой на обводной линии БОУ и др. осуществляется с помощью ключей управления, установленных на оперативной панели БЩУ.

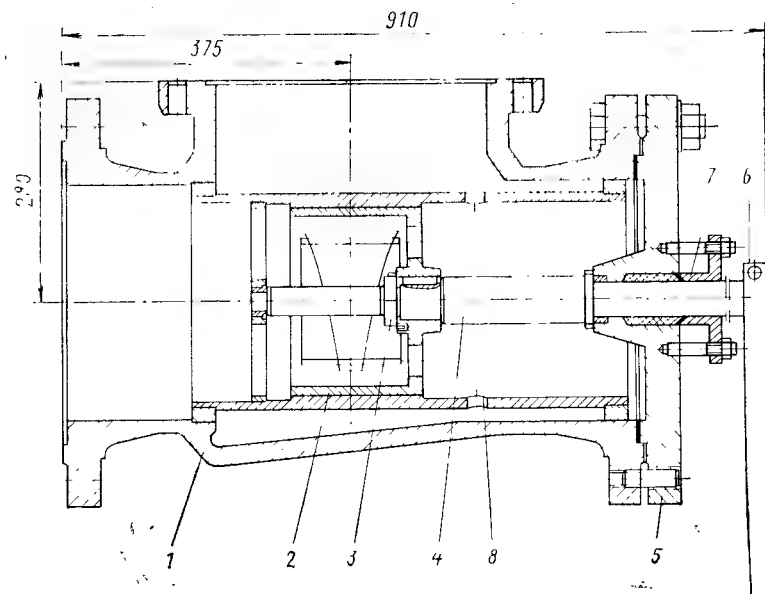


Рис. 5.7. Клапан Д.300 для регулирования уровня конденсата в конденсаторе и П2.

1 — корпус; 2 — золотник; 3 — контргайка; 4 — вал; 5 — крышка; 6 — рычаг; 7 — фундамент; 8 — отверстие для нерегулируемого прохода конденсата (только у клапана регулирования уровня конденсата в конденсаторе).

На рис. 5.6 показан также рекомендуемый объем теплотехнических измерений для эксплуатационного контроля следующих параметров:

уровня конденсата в конденсаторе и в П2 с установкой регистрирующих приборов на БЩУ;

расхода конденсата после БОУ и перед деаэратором с установкой регистрирующих приборов на БЩУ. Расход конденсата до БОУ с установкой регистрирующего прибора на местном щите БОУ;

температуры конденсата после конденсатора и перед деаэратором с установкой показывающих приборов на местном щите турбоустановки. Кроме того, для периодического измерения температуры конденсата на входе и выходе из П1 и П2 предусматривается установка термометрических гильз;

температуры среды в линии аварийного перелива из П2 в конденсатор после гидрозатвора. При срыве гид-

розатора и при температуре в указанной точке, превышающей температуру насыщения в конденсаторе на 30—40 °С, на БЩУ зажигается табло «Перелыв П2»;

давления в смешивающих ПНД и на выходе КН2 в схеме головной турбоустановки.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

СТАТИЧЕСКИЕ, ДЕАЭРАЦИОННЫЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ СИСТЕМ РЕГЕНЕРАЦИИ ТУРБОУСТАНОВОК 300 МВт

В процессе отработки опытных комбинированных систем регенерации на ряде энергоблоков 300 МВт авторами разработок (ЦКТИ и ВТИ) совершенствовалась конструкция смешивающих подогревателей, осуществлялись мероприятия по обеспечению работоспособности схемы конденсатного тракта в нормальных эксплуатационных условиях и в аварийных ситуациях, обрабатывались вопросы надежности ее узлов, защиты турбины, стабильной работы насосов и водно-химический режим работы тракта. На последующих этапах с целью получения необходимых данных для расчета и проектирования смешивающих подогревателей и схем их включения были проведены широкие, гидравлические и деаэрационные исследования смешивающих ПНД, тепловые испытания поверхностных ПЗ и П4, а также испытания конденсатного тракта энергоблока в условиях ряда стабильных и динамических режимов его работы и в аварийных ситуациях. В главе рассмотрены методика проведения и основные результаты исследований, выполненных ЦКТИ и ВТИ на энергоблоках 300 МВт Киришской и Кармановской ГРЭС с турбинами К-300-240 ЛМЗ.

6.1. ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ СО СМЕШИВАЮЩИМИ П1 И П2*

Методика измерений

Схема измерений с указанием места установки и параметров приборов приведена на рис. 6.1.

Температура по конденсационному тракту измерялась в 16 точках с записью на потенциометре ЭПП-09. Дублирование и контроль показаний потенциометра производили с помощью лабораторных термометров с ценой деления 0,1 °С.

Давление ниже 98,1 кПа измеряли образцовыми вакуумметрами. В тех случаях, когда в процессе изменения режима работы энергоблока имел место переход на избыточное давление и обратно

(например, в ПЗ), применялись мановакуумметры, обеспечивавшие точность показаний 1,0—1,5%. Избыточное давление измеряли с помощью образцовых манометров. Кроме того, измерение давления в смешивающих подогревателях П1 и П2, в паропроводе VII отбора до обратного клапана дублировалось измерением с помощью вакуумметров МЭД и самопишущих приборов ДСМ.

Падение давления при движении пара через различные элементы схемы определяли на основании измерения абсолютных давлений в соответствующих точках, а также непосредственно с помощью дифманометров. К таким элементам относились:

общий паровой тракт подогревателей П1 и П2, узел входа пара в П1;

участок паропровода VIII отбора от горловины конденсатора до П1;

входной коллектор отсоса паровоздушной смеси из П1 в конденсатор;

обратный клапан КОС-600;

участок паропровода VII отбора от КОС-600 до П2;

труба отвода паровоздушной смеси из П2 в П1 (входной и выходной участки трубы).

Уровень конденсата в П1 и П2 измеряли с помощью дифманометров (ДМ) и самопишущих приборов (ДСМ). Измерения дублировались на стабильных режимах работы блока контролем уровней по водомерным стеклам.

Расход основного конденсата в конденсационном тракте определяли по питанию самопишущим приборам, измеряющим этот параметр в двух точках: после БОУ и после подогревателя П4. Расход греющего пара, конденсата греющего пара подогревателей ПЗ и П4, а также расход отсасываемой из аппаратов паровоздушной смеси определяли расчетом.

Пробы конденсата отбирали одновременно в пяти точках: на выходе из конденсатора, на входе и выходе из П1 и П2. Это позволило определять деаэрационную способность конденсатора и смешивающих подогревателей, а также герметичность вакуумной части конденсатного тракта. В зависимости от концентрации кислорода в отобранных пробах применяли массовый (метод Вилклера), индикаторный и сфранковский методы определения кислородсодержания конденсата [67].

При динамических испытаниях потребовалась установка специальных средств измерения давления, температуры и уровней, рассчитанных на большую скорость изменения этих параметров. Измерение температуры пара и воды было предусмотрено на линии аварийного перелива конденсата из П1 на вход КН2 на отметках 6,0 и —3,0 м, на паропроводах VII и VIII отборов, в конденсатосборнике, а также на входе и выходе из П2. Температуру в указанных точках измеряли с помощью термоэлектрических преобразователей, малоинерционных, с выводом на одноточечные самопишущие потенциометры ЭПП-09 (шкала 0—10 мВ). В зависимости от скорости изменения температура записывалась движением диаграммной ленты со скоростью 1,33 и 2,66 мм/с.

Давление в паровом пространстве П1, паропроводе VII отбора до КОС-600, паровом пространстве П2, на выходе из КН2 записывали с помощью осциллографа. При этом были применены следующие средства измерения: МЭД для соответствующего диапазона

* Проведены ЦКТИ на Киришской ГРЭС.

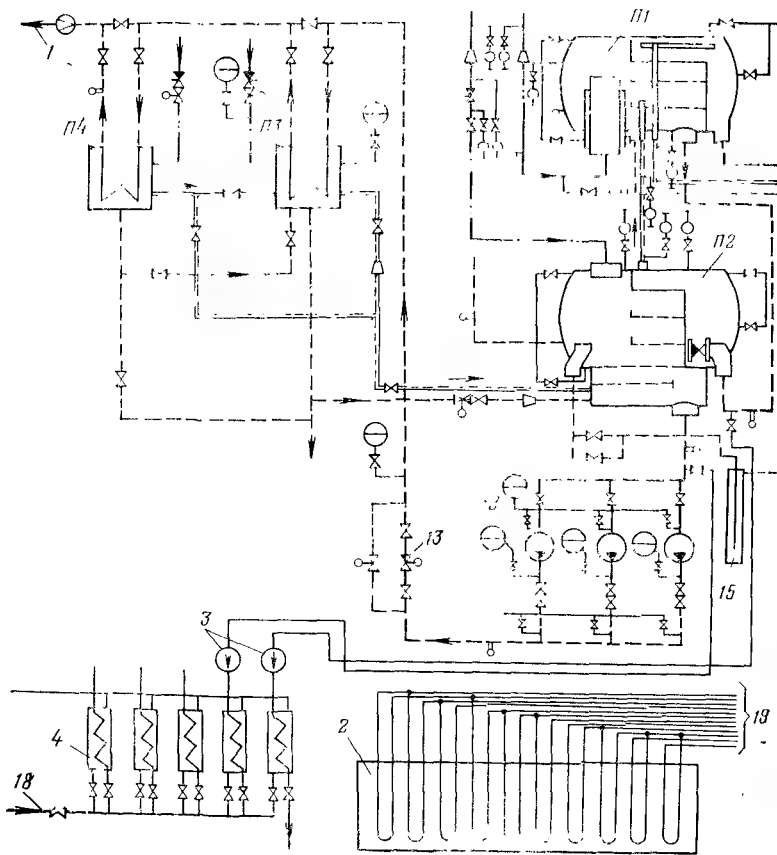
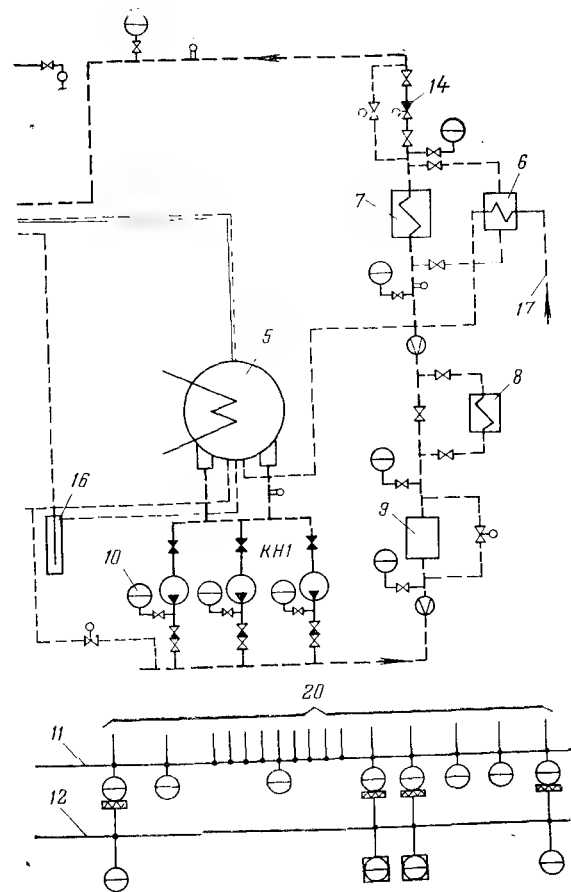


Рис. 6.1. Схема измерений для тепловых и деаэрационных опыта
1 — конденсат в деаэрактор; 2 — щит U-образных манометров; 3 — насосы «Ка
ОВ-40»; 7 — подогреватель ПС-115; 8 — охладитель генератора конденсатом; 9 —
уровня в П2; 14 — регулятор уровня в конденсаторе; 15, 16 — гидрозатворы
лажающей воды; 19 — импульсные линии; 20 — импульсные линии штатных

давления, датчик давления ДД-10, специальная приставка ПД-2И и осциллограф Н-105. Кроме того, указанные давления дополнительно автоматически записывались на ленту ДСР, что позволило дублировать измерения. Скорость движения ленты осциллографа менялась в зависимости от вида испытаний от 2,5 до 10 мм/с.

При испытаниях с помощью одноточечных ЭПП-09 непрерывно записывались уровни в трубах слива конденсата из П1 в П2 и аварийного слива из П1 на вход КН2. Контролируемые диапазоны этих уровней по высоте составляли соответственно 15 и 10 м



ний смешивающих П1 и П2.

ма»; 4 — холодильники отбираемых проб; 5 — конденсатор; 6 — охладитель
Фильтры БОУ; 10 — манометр; 11 — ВШУ; 12 — местный щит; 13 — регулятор
высотой 15 и 5 м соответственно; 17 — дренаж калориферов; 18 — подвод ох-

Тепловые характеристики системы регенерации

Основной задачей статических испытаний являлось определение эффективности смешивающих ПНД. На рис. 6.2 линиями представлены расчетные данные по нагреву конденсата в струйной части аппаратов. Точки соответствуют действительному нагреву на выходах из подогревателей. Их сопоставление показывает, что расчетный и опытный нагрев конденсата в П1, содержащем только струйную часть, совпадают. Подогреватель П2 имеет затопленную барботаж-

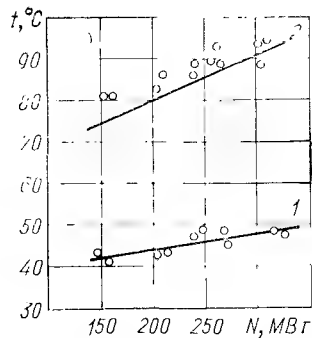


Рис. 6.2. Сравнение расчетных и опытных температур конденсата на выходе из смешивающих подогревателей П1 и П2 турбины К-300-240 ЛМЗ.

1 — П1; 2 — П2.

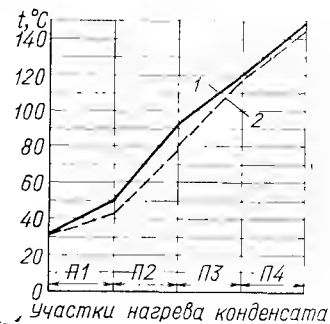


Рис. 6.4. Опытные данные по нагреву конденсата в ПНД при номинальной нагрузке турбины.

1 — комбинированная система регенерации; 2 — система регенерации только с поверхностными ПНД.

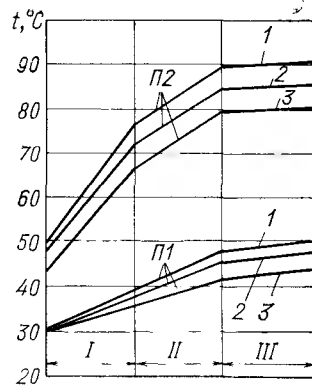


Рис. 6.3. Нагрев конденсата в струйных отсеках в смешивающих П1 и П2 в зависимости от нагрузки энергоблока.

1 — 300 МВт; 2 — 250 МВт; 3 — 200 МВт.

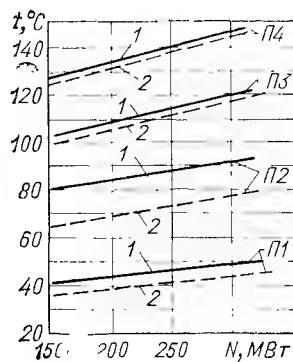


Рис. 6.5. Фактическая температура конденсата на выходе из ПНД при различной нагрузке энергоблока (проектная температура конденсата на входе в П1 на номинальной нагрузке турбины составляет 30 °C).

1, 2 — см. рис. 6.4.

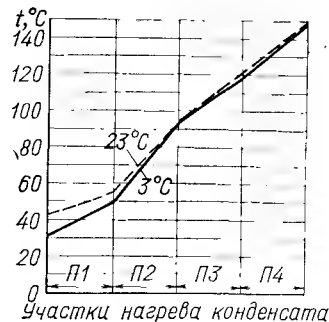


Рис. 6.6. Нагрев конденсата в ПНД комбинированной схемы регенерации в зависимости от сезонного изменения температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор.

Рис. 6.7. Зависимость проектных и фактических давлений в ПНД от нагрузки турбины.

— — проектное давление;
— — фактическое давление.

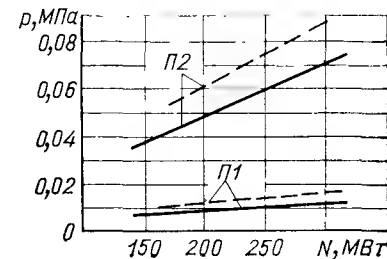
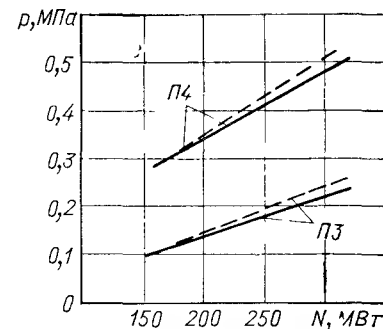
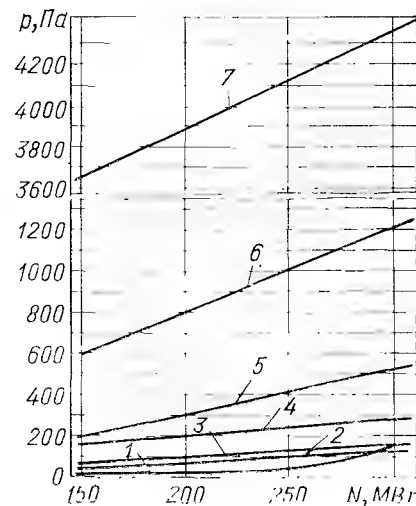


Рис. 6.8. Зависимость падения давления пара в смешивающих П1, П2, их элементах и обратном клапане КОС-600 от нагрузки турбины.

1 — входной патрубок подогревателя П1; 2, 3 — П2 и П1; 4 — КОС-600; 5 — патрубок отсоса паровоздушной смеси из П1 в конденсатор; 6 — то же из П2 в П1; 7 — патрубок ввода паровоздушной смеси в П1.



ную ступень, в связи с чем экспериментальные точки лежат выше расчетных линий.

На рис. 6.3 приведены данные о распределении нагрева конденсата в каждом струйном каскаде аппаратов. На верхний I струйный каскад подогревателя П2 приходится 65—70% общего нагрева, что объясняется наибольшим температурным напором в этой зоне. В следующем каскаде нагрев вдвое меньше, хотя длина струй в этом каскаде больше, чем в верхнем примерно на 40%. В отсеке П3, длина струй которого на 30% больше, чем во II отсеке, нагрев конденсата составляет всего 1—2°C. В подогревателе П1 различие в нагреве конденсата в струйных отсеках выражено меньше. При всех режимах работы турбоустановки подогрев конденсата на выходе из аппарата практически равен нулю. Аппараты работают спокойно, без вибрации и гидроударов.

На рис. 6.4 и 6.5 приведены опытные данные по нагреву конденсата в ПНД в двух вариантах системы регенерации: со всеми поверхностными ПНД и комбинированной — со смешивающими П1 и П2. Из рисунков видно, что при подогреве основного конденсата в подогревателях П1 и П2, равном соответственно 5 и 12°C, тепловая перегрузка П3 достигает 50%. В холодное время года тепловая нагрузка П1 и П2 растет, и соответственно увеличивается перегрузка П3. При замене поверхностных П1 и П2 смешивающими тепловая перегрузка П3 устраняется (рис. 6.6).

Исследования показали, что фактическое давление в вакуумных ПНД значительно ниже проектного. Из рис. 6.7 видно, что падение давления в паропроводах от камер VII и VIII отборов турбины до подогревателей составляет 20—25% давления пара в отборе при номинальном режиме работы, т. е. в 2—3 раза превышает проектное. Прокладка дополнительного трубопровода диаметром 400 мм с обратным клапаном КОС 400 от уплотнений турбины непосредственно в корпус подогревателя позволила снизить потери давления пара на КОС-600 до 2,75 кПа (рис. 6.8) и увеличить нагрев конденсата в П2 на 2—3°C.

В целом тепловые исследования и длительный опыт эксплуатации энергоблоков 300 МВт с комбинированными системами регенерации низкого давления показывают, что, несмотря на повышенное (против проектного) сопротивление паропроводов VII и VIII отборов, высокая и стабильная эффективность работы смешивающих ПНД обеспечивает экономичную и безаварийную работу всей системы.

Деаэрационные характеристики смешивающих ПНД

Опыт освоения блоков 300 и 800 МВт показал, что содержание растворенного кислорода и углекислоты в конденсате до деаэратора в ряде случаев превышает допустимое. Деаэратор расположен в конце участка регенерации низкого давления и защищает от коррозии только последующий участок питательного тракта. В связи с этим продукты коррозии стальных и латунных поверхностей конденсатного тракта выносятся в котел и турбину.

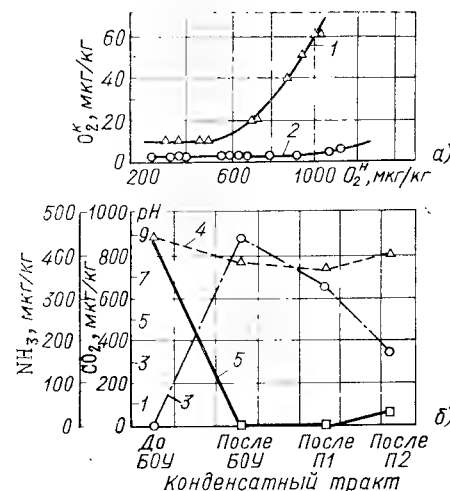
Основными причинами ухудшения водно-химического режима конденсатного тракта являются [68] снижение деаэрационной способности конденсатора на некоторых режимах работы энергоблока, разгерметизация вакуумной части конденсатного тракта и заражение кислородом дренажа поверхностного П2.

Внедрение комбинированной схемы регенерации со смешивающими П1 и П2 значительно улучшает водно-химический режим работы конденсатного тракта и энергоблока в целом [69]. При удельно-тепловыделительной деаэрационной способности смешивающих ПНД последующий конденсатный тракт защищен от воздействия коррозионно-активных газов, что предотвращает коррозию латунных трубок в поверхностных П3 и П4; при этом появляется возможность применения в данных подогревателях трубок из углеродистой стали. Кроме того, при наличии смешивающих ПНД с высокой деаэрационной способностью решается вопрос удаления углекислоты.

По данным ряда исследований [70, 71], углекислота в питательном тракте блока связана аммиаком и в этой форме удаляется из него в деаэраторе и конденсаторе в незначительной степени (не более 10%). Единственным местом питательного тракта блока, где углекислота находится в свободной форме, доступной для удаления термическим способом, является участок тракта после обессоливающей установки.

Рис. 6.9. Содержание кислорода в конденсате на выходе из подогревателя П2 (а) и изменение показателей водно-химического режима в системе регенерации (б). (Нагрузка турбины 300 МВт, расход основного конденсата 620 т/ч).

1 — барботажное устройство отключено; 2 — барботажное устройство включено; 3 — изменение концентрации свободной CO_2 ; 4 — изменение pH; 5 — изменение концентрации аммиака NH_3 .



При испытаниях было установлено, что деаэрационная способность П1 и П2 неодинакова. В П1 нет условий для отстоя конденсата, поскольку при нормальной работе гравитационной системы уровень воды находится в сливной трубе, соединяющей его с П2. Поэтому находящиеся в дисперсном состоянии пузырьки выделявшихся из конденсата газов уносятся потоком в сливную трубу, где происходит их вторичное растворение. Опыты подтвердили указанный характер массообмена в П1: при малых начальных концентрациях кислорода (20—50 мг/кг) в конденсате его деаэрация практически отсутствует, при высоких начальных концентрациях (400—500 мг/кг) выделяется примерно 40% растворенного кислорода.

Иные условия массообмена в смешивающем П2. Аппарат имеет конденсатосборник с регулируемым уровнем конденсата. В конденсатосборнике происходит отстой и выделение пузырьков газа. Для

углубления деаэрации конденсатороборник снабжен барботажным устройством затопленного типа. В качестве барботажного пара используются пар от дренажа и паровоздушная смесь из подогревателя *ПЗ*. При выключенном барботажном устройстве и начальной концентрации до 500 мкг/кг конечная концентрация кислорода после *П2* составляет 10 мкг/кг. Повышение начальной концентрации кислорода до 1000 мкг/кг вызывает соответствующее увеличение конечной — до 60 мкг/кг. При работе барботажного устройства деаэрационная способность подогревателя заметно возрастает. При начальном кислородсодержании в конденсате до 1000 мкг/кг конечное не превышает 5 мкг/кг (рис. 6.9,а). Концентрация свободной углекислоты понижается в подогревателе *П1* от 880 до 660 и после *П2* до 350 мкг/кг. Значение рН конденсата в *П2* повышается от 7,4 до 8,2 (рис. 6.9,б).

Работа питательных насосов при повышенной температуре уплотняющего конденсата

В схеме конденсатного тракта со смешивающими ПНД на уплотнения питательных насосов подается конденсат после *П2* при температуре до 95°C. Повышение температуры уплотняющего конденсата повышает экономичность турбоустановки за счет повышения температуры конденсата, отводимого из внутренних камер уплотне-

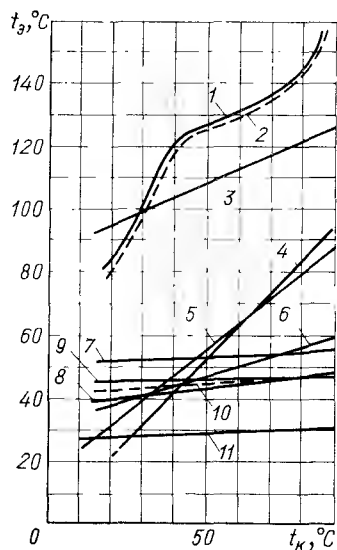


Рис. 6.10. Зависимость температуры элементов питательных насосов t_3 от температуры уплотняющего конденсата t_k .

1 — температура воды, сливаемой в деаэрацию из заднего уплотнения ПТН; 2 — то же из переднего уплотнения ПТН; 3 — температура кронштейна заднего подшипника ПТН; 4 — температура воды, сливаемой в *П2*; 5 — температура середины кронштейна заднего подшипника ПТН; 6 — температура конца кронштейна заднего подшипника ПТН; 7 — температура корпуса переднего подшипника ПТН; 8 — температура баббита подшипника ПЭН; 9 — температура корпуса заднего подшипника; 10 — температура масла на сливе из подшипника ПТН; 11 — температура баббита подшипника ПТН.

ний насосов в деаэрацию. Устраняется также потеря теплоты, связанная с отводом протечек конденсата из наружных камер уплотнений в конденсатор. Целесообразность повышения температуры уплотняющего конденсата определяется еще и тем, что в ряде случаев при подаче для этой цели конденсата, имеющего низкую тем-

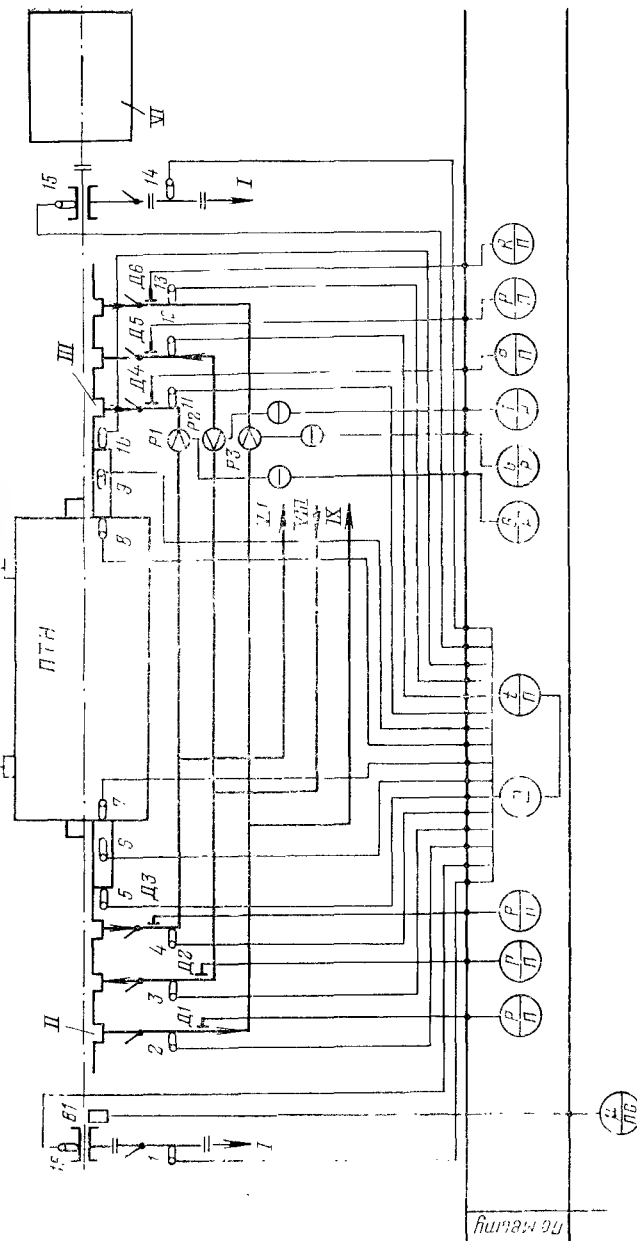


Рис. 6.11. Схема измерений при испытании уплотнений питательного насоса

1—16 — места измерения температур; *P1*—*P3* — расходомеры; *Д1*—*Д6* — места измерения давлений; *I* — масло в маслобак; *II*, *III* — заднее и переднее уплотнения; *IV*, *V* — всасывающий, напорный трубопроводы; *VI* — приводная турбина; *VII* — конденсат в деаэрацию; *VIII* — от *КН2*; *IX* — в *П2*.

литературу (20—30°C), появлялись трещины на рубашке ротора насоса в зоне камеры смешения, что объяснялось возникновением температурных напряжений.

Для определения влияния повышенной температуры уплотняющего конденсата на тепловые характеристики питательных насосов были проведены исследования, при которых измеряли температуру выходных концов ротора насоса, металла корпуса насоса в районе уплотнений и кронштейнов, относительное удлинение ротора насоса, температуру баббита подшипников, их корпусов и масла.

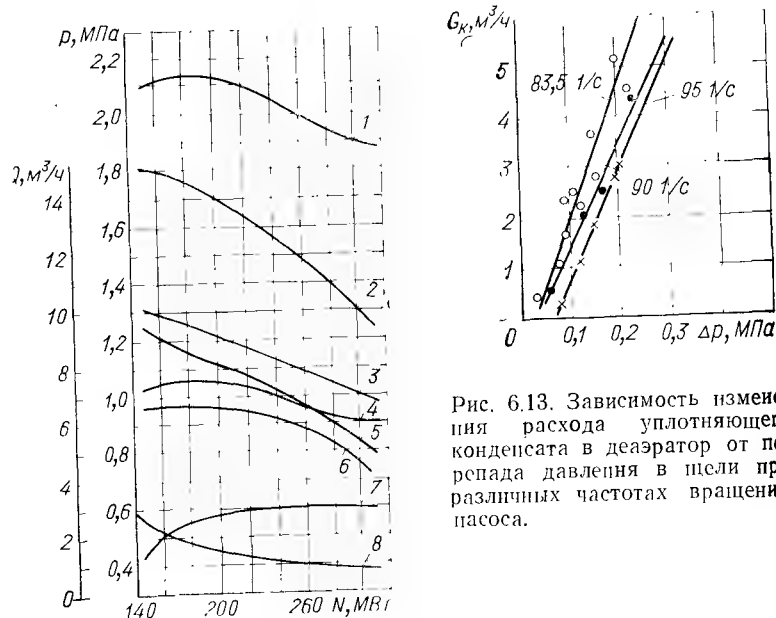


Рис. 6.13. Зависимость изменения расхода уплотняющего конденсата в деаэратор от перепада давления в щели при различных частотах вращения насоса.

Рис. 6.12. Зависимость давления и расходов конденсата в уплотнениях питательных насосов от нагрузки энергоблока.

1 — давление на входе питательных насосов; 2 — давление на выходе КН2; 3 — суммарный расход протечек воды в деаэратор; 4 — расход питательной воды с протечками в деаэратор; 5 — расход уплотняющего конденсата от КН2; 6 — расход уплотняющего конденсата на сливе в П2; 7 — давление в деаэраторе; 8 — расход уплотняющего конденсата с протечками в деаэраторе.

Кроме того, для достижения минимальных протечек конденсата из уплотнений при всех режимах работы энергоблока исследовали факторы, влияющие на величину протечек, и определяли максимальную допустимую температуру уплотняющего конденсата, исходя из условий предотвращения парения концевых уплотнений насосов.

Из рис. 6.10 видно, что с повышением температуры уплотняющего конденсата от 20 до 90°C температура конца кронштейна заднего подшипника питательного турбонасоса (ПТН) возрастает от 3 до 59°C, а температура корпуса заднего подшипника от 42 до 48°C. Корпус переднего подшипника ПТН вне зависимости от температу-

ры уплотняющего конденсата имеет температуру на 10—11°C выше температуры корпуса заднего подшипника. Это объясняется дополнительным нагревом переднего подшипника от корпуса турбопривода. Изменение температур металла корпуса в конце уплотнений и начале кронштейна (точки 6 и 9 на рис. 6.11) совпадает с изменением температуры конденсата, сливающегося в П2. С увеличением температуры уплотняющего конденсата до 90°C температура баббита в подшипниках возрастает на 1—2°C, температура воды, сливаемой в деаэратор из переднего и заднего уплотнений насосов, увеличивается от 80 до 150°C, что приводит к повышению экономичности турбоустановки.

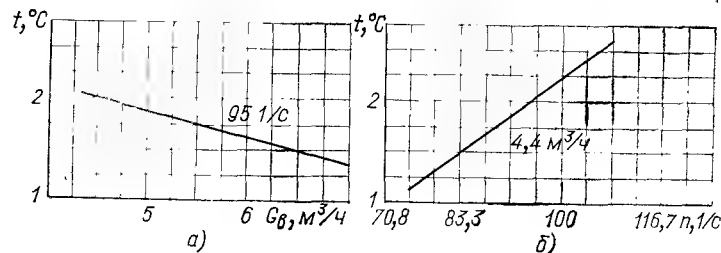


Рис. 6.14. Зависимость нагрева уплотняющего конденсата в концевой щели уплотнения от расхода питательной воды (а) и частоты вращения (б) насоса.

Исходя из измеренных температур металла, определили изменение размеров отдельных элементов конструкции насосов. Расчет показал, что удлинение выходного конца вала насоса составило 0,23, удлинение корпуса 0,13 мм. При этом относительное удлинение вала составило 0,1 мм, что не превышает допустимых значений. Вибрационное состояние насоса с повышением температуры уплотняющего конденсата оставалось неизменным.

Исследование расхода уплотняющего конденсата показало, что со снижением нагрузки блока его расход возрастает (рис. 6.12). Это объясняется повышением давления конденсата, подаваемого КН2, а также ростом давления на входе питательных насосов.

С увеличением частоты вращения насоса расход уменьшается (рис. 6.13), что согласуется с результатами исследований, изложенными в [72]. В частности, при перепаде давления $\Delta p = 0,2$ МПа на щелевом уплотнении с увеличением частоты вращения насоса от 83,3 до 95 1/c расход конденсата уменьшается на 40%. В щелевом уплотнении происходит нагрев уплотняющего конденсата, который в зависимости от его расхода достигает 2°C (рис. 6.14).

Исследования также показали, что надежность работы питательных насосов при подаче горячего конденсата на уплотнения не снижается и для экономичной работы уплотнений необходимо автоматическое регулирование давления в камерах уплотнений насосов.

Гидравлические испытания конденсатного тракта

На рис. 6.15 приведен график изменения давления на выходе КН1 и КН2 при их последовательном включении по мере увеличения нагрузки энергоблока.

В практике эксплуатации возможно резкое увеличение или уменьшение расхода основного конденсата. Для проверки надежности работы системы регенерации в этих условиях были проведены гидравлические испытания при следующих возмущениях:

- подаче около 200 т/ч аварийного добавка в конденсатор;
- резком изменении расхода конденсата в $П1$ (от 600 до 250 т/ч) прямым воздействием на регулятор уровня в конденсаторе;
- изменении уровня конденсата в $П2$ от максимального до минимального прямым воздействием на регулятор уровня в $П2$;
- включении резервных $КН1$ и $КН2$.

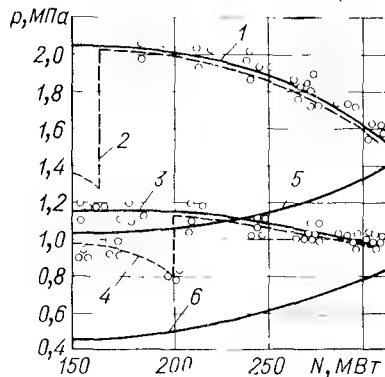


Рис. 6.15. Зависимость давления на выходе насосов $КН1$ и $КН2$ от нагрузки блока.

1 — давление при работе двух насосов $КН2$; 2 — то же при работе одного насоса; 3 — давление при работе двух насосов $КН1$; 4 — то же при работе одного насоса; 5 — потери давления в сети $КН2$ от $П2$ до деаэратора; 6 — потери давления в сети $КН1$.

Испытания, а также опыт длительной эксплуатации ряда энергоблоков 300 МВт показали, что при таких возмущениях каких-либо нарушений в работе оборудования конденсатного тракта не наблюдалось. При устранении причин возмущения гидравлический режим конденсатного тракта быстро восстанавливался. О времени стабилизации давления в конденсатном тракте можно судить по осциллограмме (рис. 6.16) кратковременного включения резервного $КН1$ для увеличения расхода конденсата в деаэратор. Видно, что время разворота насоса составило 3,5, а общее время до полной стабилизации давления не превысило 6 с. Стабилизация давления после остановки насоса произошла через 3 с.

Кратковременный останов всех $КН2$ вызвал повышение уровня конденсата в $П2$ до аварийного его перелива из $П2$ в конденсатор. При последующем включении $КН2$ нормальный уровень конденсата в $П2$ восстановился. Нормальная работа $КН2$ не нарушалась при изменении уровня воды в $П2$ практически во всем возможном диапазоне.

Кратковременный останов всех $КН1$, как показали исследования, явился одной из самых сложных для смешивающих $П1$ и $П2$ аварийных ситуаций, в связи с чем данный режим требует подробного рассмотрения. При останове всех $КН1$ прекращается прокачка конденсата через подогреватели низкого давления и его поступление в деаэратор, что вызывает почти полное прекращение расхода пара через соответствующие отборы турбины (сохраняются только отводы выпара в конденсатор). При этом давления в $П1$ и $П2$, равные давлениям в соответствующих отборах турбины, составят для $П1$

20,6, а для $П2$ 107 кПа (разность 86,4 кПа). Если в момент отключения $КН1$ блок работает с отключенными ПВД, то кратковременно оказывается отключенной вся регенерация турбоустановки. В этом случае расчетное давление в $П2$ возрастает до 132, а в подогревателе $П1$ до 25,5 кПа. В нормальных условиях эксплуатации при нагрузке турбины 312 МВт давления в $П2$ и $П1$ составляют 81 и 14,7 кПа, а их разность 66,3 кПа существенно меньше расчетной при полном отключении регенерации.

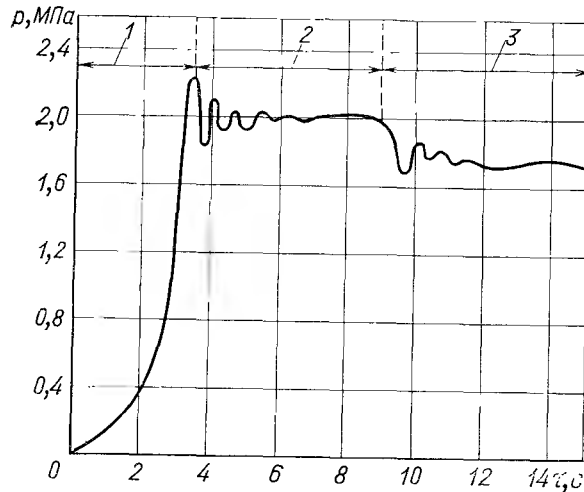


Рис. 6.16. Кратковременное включение в работу резервного насоса. 1 — запуск резервного $КН2$; 2 — работа трех насосов; 3 — работа двух насосов.

На рис. 6.17 приведен график изменения уровней конденсата в системе смешивающих $П1$ и $П2$ при отключении регенерации. Разность высот установки подогревателей, т. е. разность между нижней образующей подогревателя $П1$ и верхней тарелкой подогревателя $П2$, составляет 8,7 м. Этой разностью высот обеспечивается нормальная работа системы смешивающих ПНД при максимальной рабочей разности давлений в $П1$ и $П2$, составляющей при пиковой нагрузке энергоблоков и отключенных ПВД 75,5 кПа. Если учесть потери давления в сливной трубе из $П1$ и $П2$, то в этом случае уровень воды будет находиться на расстоянии 0,6—0,7 м от дна $П1$. В нормальном режиме работы блока уровень конденсата в трубе слива конденсата из подогревателя $П1$ и $П2$ расположен ниже дна подогревателя $П1$ и конденсат не поступает в трубу аварийного перелива из $П1$ на вход $КН2$, так как ее входная кромка расположена на 700 мм выше дна $П1$. Уровень конденсата в этой трубе определяется разностью давлений в подогревателях и положением уровня в конденсатосборнике $П2$.

Отключение ПВД и кратковременное отключение $КН1$ вызывают, как отмечено выше, повышение давления в $П1$ и $П2$ соответственно до 25,5 и 132 кПа. Обратный клапан по трубе слива конденсата из $П1$ и $П2$ препятствует выдавливанию конденсата из

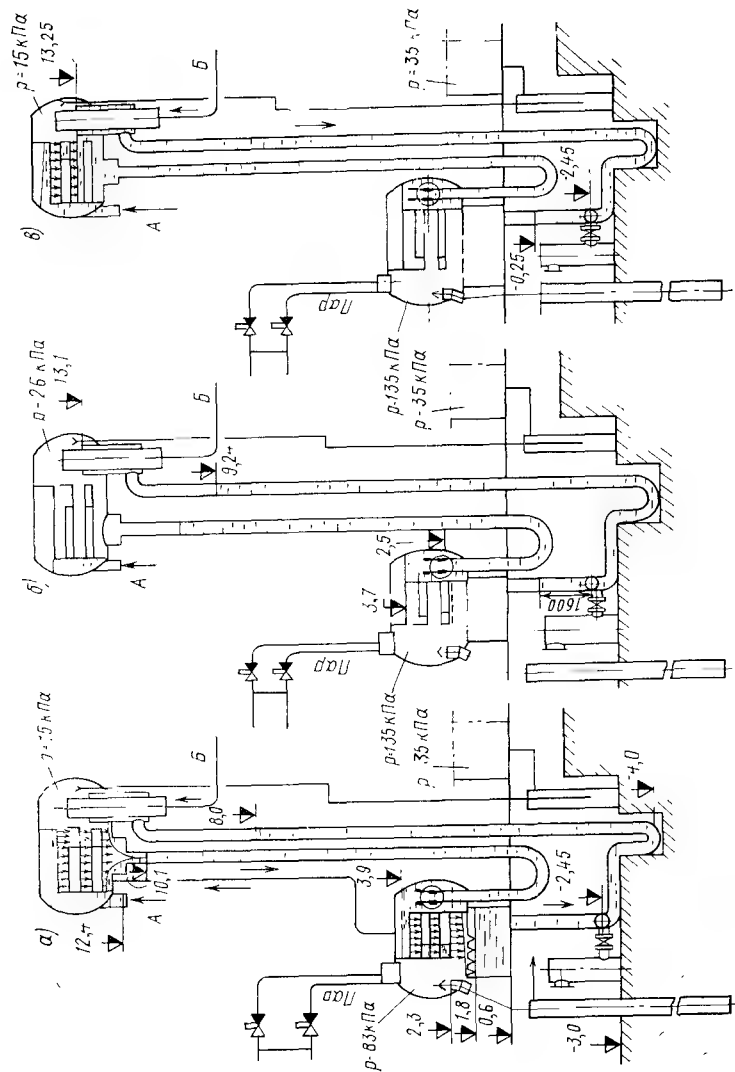


Рис. 6.17. Работа гравитационной схемы включения смешивающих ПНД и П2 при кратковременном отключении всей системы регенерации.

а — нормальный режим; б — начало смешивания; в — восстановление подачи конденсата в деаэрацию.

водяной камеры П2. Из конденсатосборника П2 конденсат откачивается, и падение уровня в трубе слива конденсата из П1 на вход КН2 прекращается при подпоре 1,5—1,6 м, когда происходит срыв насосов. В этот момент прекращается поступление конденсата в деаэрацию, а давление в П2 достигает максимального значения 132 кПа. Энергоблок работает, расходуя воду из бака деаэраатора.

При включении всех КН1 (не позже чем через 3 мин после их остановки) расход конденсата в П1 достигает 1000 т/ч, а давление в нем снижается до 14,7 кПа. В этот момент разность давлений П1 и П2 максимальна (117,5 кПа). При этом нормальный слив конденсата в П2 прекращается, уровень воды в П1 поднимается до входной кромки трубы аварийного перелива из П1 на вход КН2, и конденсат из П1 начинает поступать на вход КН2. Разность высот между уровнями конденсата в П1 и на входе КН2 составляет 14,1 м, т. е. превышает разность давлений в подогревателях П1 и П2. При поступлении холодной воды на вход КН2 восстанавливается прокачка конденсата через П3 и П4 в деаэрацию. При этом возобновляются отборы пара в П3, П4 и деаэрацию, а давление в П2 снижается до 96 кПа при отключенных ПВД и до 81,3 кПа при включенных. В любом из этих случаев нормальный слив конденсата из П1 в П2 восстанавливается. При снижении уровня конденсата в П1 до нормального (ниже днища) поступление конденсата по линии аварийного перелива на вход КН2 прекращается и полностью восстанавливается нормальный режим работы конденсатного тракта. Восстановление режима происходит без участия эксплуатационного персонала.

Схема включения смешивающих ПНД при наличии трубы аварийного перелива из П1 на вход КН2 была многократно проверена кратковременным отключением КН1. Отключение при нагрузке 300 МВт сопровождалось увеличением давления в П1 до 19,6 МПа, в П2 до 108 кПа, что удовлетворительно согласуется с приведенными расчетными данными. При включении КН1 происходило быстрое восстановление нормального режима работы конденсатного тракта. Время от момента включения насосов до восстановления подачи конденсата в деаэрацию, как правило, не превышало 15—20 с. Ввод дренажа и паровоздушной смеси из П3 в П2 не ухудшает указанной способности схемы к самовосстановлению. На турбоустановках, снабженных намывными целлюлозными фильтрами, останов КН1 недопустим, так как в этом случае происходит опадание целлюлозы. Поэтому при опытах с остановами КН1 собирали специальную схему прокачки конденсата через целлюлозные фильтры. Таким образом, исследования гидравлических характеристик гравитационной схемы включения смешивающих ПНД показали, что при соблюдении определенных условий она устойчива и надежна при любых предельных возмущениях по расходу конденсата и в аварийных ситуациях с отключением и включением конденсатных насосов, регуляторов и аварийной подпитки деаэраатора.

Динамические испытания системы регенерации

В число наиболее важных вопросов создания надежной системы регенерации низкого давления с применением смешивающих ПНД входит определение ее динамических характеристик и их соответствия требованиям к маневренности энергоблока. В комплексе всесторонних испытаний комбинированной системы регенерации со

смешивающими $P1$ и $P2$, включенными по гравитационному принципу, была проверена ее работа в режимах резкого изменения нагрузки блока.

Отключение двух групп ПВД при номинальной нагрузке энергоблока. Согласно расчету при отключении ПВД давления в $P1$ и $P2$ с учетом фактических сопротивлений паропроводов возрастут соответственно до 0,0206 и 0,096 МПа, а нагрузка турбины — до 360 МВт. Однако такое повышение параметров возможно лишь при отключении технологических защит, не допускающих повышения давления в контрольных точках проточной части турбины и паропроводах холодного промежуточного перегрева (ХПП). Увеличение нагрузки энергоблока ограничено мощностью 310–312 МВт.

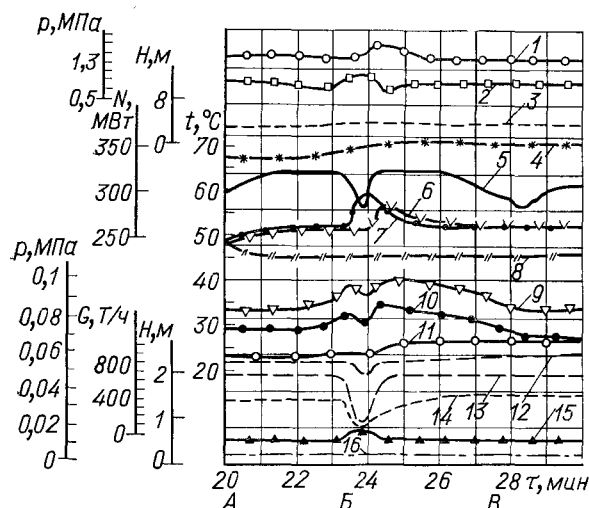


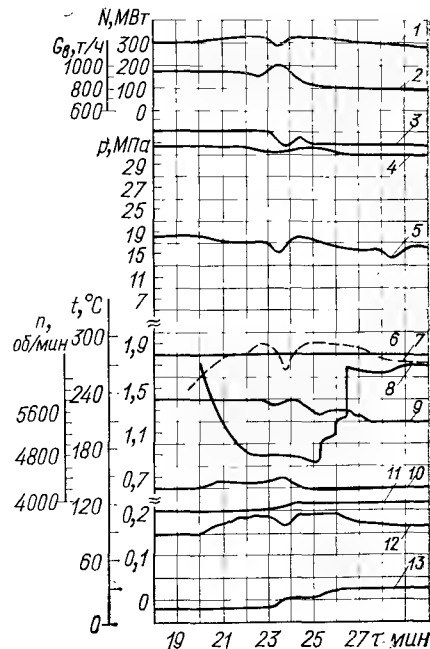
Рис. 6.18. Одновременное отключение двух групп ПВД.

1 — давление на выходе КН2; 2 — давление на выходе КН1; 3 — уровень конденсата в линии аварийного перелива из $P1$ на вход КН2; 4 — температура в гидрозатворе линии аварийного перелива из $P2$ в конденсатор; 5 — мощность турбины; 6 — температура конденсата после $P1$; 7 — температура пара в VII отборе; 8 — температура конденсата в линии аварийного перелива конденсата из $P1$ на вход КН2; 9 — давление в паропроводе VII отбора до КОС-600; 10 — $r_{п2}$; 11 — температура конденсата после конденсатора; 12 — расход конденсата за $P4$; 13 — расход конденсата за БОУ; 14 — уровень конденсата в $P2$; 15 — $r_{п1}$; 16 — давление в конденсаторе.

Для проведения опытов была изменена уставка срабатывания предохранительных клапанов на паропроводах ХПП, которая составляет 4,12 МПа, а также отключен канал начальной коррекции неравномерности (НКН) электроприставки по ограничению мощности генератора. Третье средство защиты — канал НКН электроприставки по повышению давления в ХПП — не мог быть выведен по условиям допустимого давления в паропроводах. Быстрое отключение ПВД (по воде и пару) произвели, замыкая ключом контакты защиты от превышения уровня в них. Из рис. 6.18 (где А — отклю-

Рис. 6.19. Изменение параметров в питательном тракте при одновременном отключении двух групп ПВД.

1 — N ; 2 — расход питательной воды; 3–7 — давление на выходе ПТН, за ПВД, перед регулирующей ступенью, на входе ПТН, пара перед ПТН соответственно; 8 — температура питательной воды; 9 — частота вращения ПТН; 10 — давление в деаэраторе; 11 — температура основного конденсата после $P3$; 12 — давление в выхлопном патрубке турбины ПТН; 13 — температура конденсата на входе в $P1$.



чены две группы ПВД; Б — предохранительные клапаны ХПП закрыты, клапаны БРОУ открылись при давлении 25,5 МПа перед турбиной в ХПП 4,5–4,6 МПа, 17,6 МПа перед регулирующей ступенью; В — включены обе группы ПВД и стабилизированы параметры) видно, что при отключении двух групп ПВД нагрузка энергоблока возросла до 325 МВт. Увеличение нагрузки происходило в течение 1 мин. Давление $r_{п2}$ увеличилось от 74,5 до 86,2 кПа, $r_{п1}$ от 12,7 до 13,7 кПа. При этом разность давлений в аппаратах возросла от 61,8 до 72,5 кПа. Значительно меньший рост нагрузки энергоблока и давлений в подогревателях в сравнении с приведенными выше расчетными данными объясняется действием неотключенной защиты, ограничивающей рост давления в ХПП до 4,61 МПа путем воздействия на регулирующие клапаны турбины.

Из рис. 6.19, на котором показано изменение давлений, температур и расходов в питательном тракте энергоблока, видно, что давление пара перед турбиной возросло до 25,5, в регулирующей ступени — до 18,1, в деаэраторе — до 0,785 и перед ПТН — до 1,86 МПа. В этом же опыте были произведены кратковременные (на 20 с) уменьшения нагрузки N блока до 280 МВт и снижение расхода конденсата в $P1$ и $P2$ до 150 т/ч. При этом давление в $P1$ и $P2$ выросло соответственно до 19,1 и 88,5 кПа. Подобные кратковременные возмущения не вызвали серьезных нарушений работы конденсатного тракта. При устранении возмущающего фактора нормальный режим работы тракта быстро восстановился.

Из рис. 6.20 видно, что нагрузка энергоблока при отключении одной группы ПВД увеличилась до 320, при последующем отключении второй группы — до 335 МВт. Давление в $P2$ увеличилось до 88,2 кПа, в $P1$ — до 13,7 кПа, а их разность — до 74,5 кПа. Несмотря на несколько большее увеличение нагрузки энергоблока и

давлений в $П1$ и $П2$ при последовательном отключении ПВД был обеспечен нормальный слив конденсата из $П1$ в $П2$. Изменение давлений, температур и расходов по питательному тракту блока в этом опыте примерно такое же, как и в опыте с одновременным отключением двух групп ПВД.

Таким образом, опыты с отключением ПВД в двух вариантах показали, что разность высот установки $П1$ и $П2$ выбрана достаточной для нормальной работы энергоблока на пиковой нагрузке при отключенных ПВД.

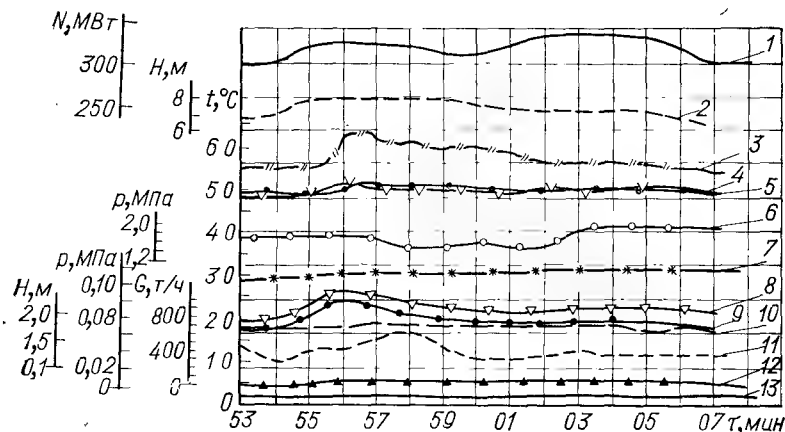


Рис. 6.20. Последовательное отключение двух групп ПВД.

1 — N ; 2 — уровень конденсата в линии аварийного перелива из подогревателя $П1$ на вход $КН2$; 3 — температура конденсата в линии аварийного перелива из $П1$ на вход $КН2$; 4 — температура конденсата после $П1$; 5 — температура пара в $VIII$ отборе; 6 — давление на выходе из $КН2$; 7 — температура среды в гидрозатворе линии аварийного перелива из подогревателя $П2$ в конденсатор; 8 — давление в VII отборе до КОС; 9 — $p_{П2}$; 10 — расход основного конденсата за $ЛОУ$; 11 — уровень конденсата в подогревателе $П2$; 12 — $p_{П1}$; 13 — давление в конденсаторе.

Трехкратное разгрузке и нагружение энергоблока в пределах 250—300 МВт. Снижение нагрузки энергоблока осуществлялось открытием БРОУ, что приводило к снижению давления перед турбиной от 23,5 до 20,6 МПа. При этом разгрузке энергоблока происходило также вследствие автоматического прикрытия регулирующих клапанов. Из рис. 6.21 видно, что давление в $П2$ изменялось в диапазоне 54—61 кПа. Пониженное давление в $П2$ объясняется увеличенным расходом конденсата по сравнению с нормальным (на 100 т/ч). Давление в $П1$ изменялось в пределах 0,0108—0,0127 МПа. Изменение остальных параметров по конденсатному тракту не превышает 10—15%. На рис. 6.22 показано изменение давлений по питательному тракту энергоблока. В частности, давление в регулирующей ступени турбины изменилось от 14,7 до 17,6 МПа, давление пара перед турбопитательным насосом соста-

вило 1,27—1,47 МПа, а давление на выходе ПТН изменялось в пределах 29,4—31,4 МПа.

Разгрузка энергоблока от 300 до 100 МВт и последующее нагружение до 300 МВт. Сброс нагрузки производится ключом регулятора частоты вращения. При разгрузке автоматически открылись БРОУ и один предохранительный клапан котла. Время снижения нагрузки энергоблока от 300 до 100 МВт составило 80 с, а средняя скорость разгрузки блока 2,5 МВт/с. В период разгрузки от 260 до 170 МВт скорость разгрузки была равна 5 МВт/с.

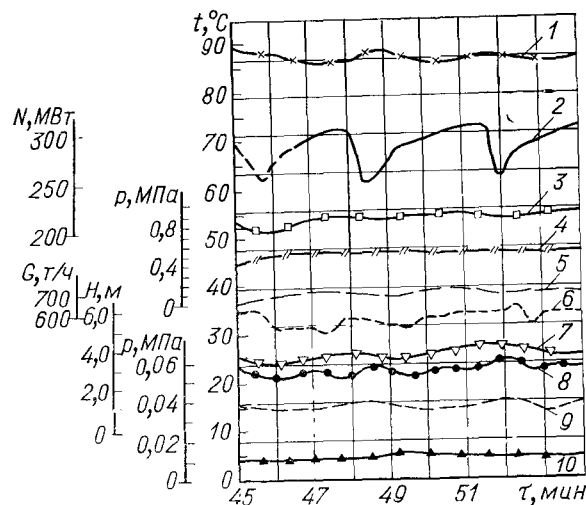


Рис. 6.21. Периодическое разгрузке и нагружение блока (300—250—300—250—300 МВт).

1 — температура конденсата на входе $КН2$; 2 — N ; 3 — давление на выходе $КН1$; 4 — температура конденсата в линии аварийного перелива из подогревателя $П1$ на вход $КН2$; 5 — расход конденсата за БРОУ; 6 — уровень конденсата в линии аварийного перелива из $П1$ на вход $КН2$; 7 — давление в VII отборе до КОС; 8 — $p_{П2}$; 9 — уровень в $П2$; 10 — $p_{П1}$.

После 1-минутной выдержки на нагрузке 100 МВт было произведено нагружение до 300 МВт со скоростью 1,1 МВт/с. Из рис. 6.23 видно, что изменение давлений, температур и уровней, характеризующих работу конденсатного тракта, следует за изменением нагрузки блока. Уровень конденсата в $П2$ менялся незначительно, что обеспечивало нормальную работу $КН2$. Давление в $П2$ снижалось от 0,0676 до 0,0186 МПа. Анализ кривых падения давления в $П2$ и в линии отбора до клапана КОС-600 свидетельствует о том, что поступление пара в $П2$ в основном не прекращалось и только при скорости разгрузки 5 МВт/с давление в $П2$ временно, но незначительно превысило давление до КОС-600, и пар в подогреватель не поступал. Запоздывание изменения температуры конденсата на входе $КН2$ составляет примерно 25 с и определяется

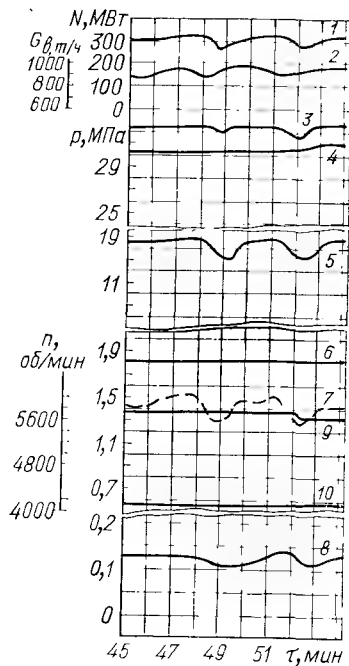


Рис. 6.22. Изменение параметров в питательном тракте энергоблока при его периодическом разгрузке и нагружении.

1—7, 9, 10 — см. рис. 6.19; 8 — давление в выходном патрубке турбины ПТН.

временем, необходимым для откачки воды из конденсатосборника П2. Опыт показал, что при достигнутой скорости нагружения или разгрузки турбины каких-либо нарушений в работе конденсатного тракта не обнаружено. Из рис. 6.24 видно, что давление на выходе ПТН уменьшалось от 31,9 до 25 МПа со скоростью 0,098 МПа/с, причем скорость падения давления от 29,4 до 25,5 МПа составляла 0,265 МПа/с, а в регулирующей ступени турбины при уменьшении давления от 17,6 до 5,1 МПа — 0,137 МПа/с. Давление пара перед ПТН уменьшилось от 1,47 до 0,49 МПа, частота вращения снизилась от 95 до 73,3 1/с, а расход питательной воды — от 960 до 400 т/ч.

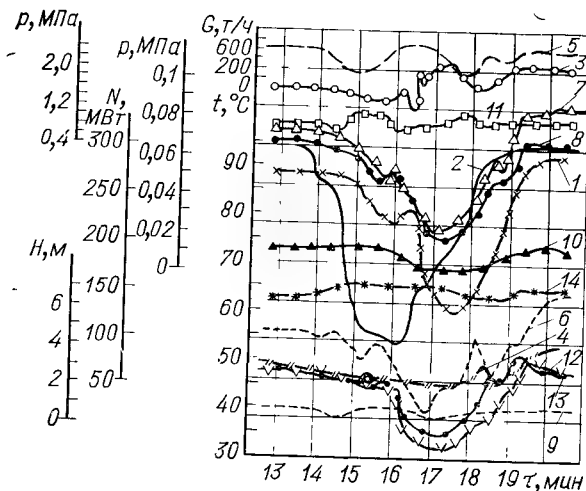


Рис. 6.23. Сброс нагрузки энергоблока с последующим ее набором. 1, 2, 4—10 — см. рис. 6.21; 3 — давление нагнетания КН2; 9 — уровень в П2; 11 — давление нагнетания КН1; 12 — температура конденсата после П1; 13 — температура пара VIII отбора; 14 — температура среды в линии аварийного перелива конденсата из П2 в конденсатор.

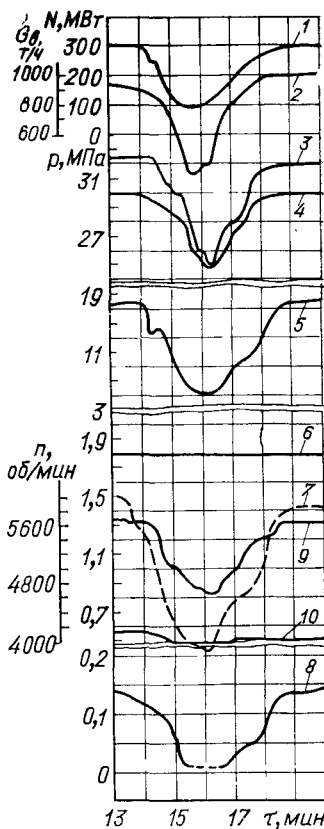
Рис. 6.24. Изменение параметров в питательном тракте блока при изменении его нагрузки 300—100—300 МВт.

1—9 — см. рис. 6.22; 10 — давление в деаэраторе

Предварительное изменение нагрузки энергоблока в пределах 230—300 МВт, разгрузка от 300 до 30 МВт и последующее нагружение до 280 МВт. Цель данного испытания заключалась в проверке работоспособности системы смешивающих ПНД при максимальной разгрузке энергоблока и в условиях наибольших возмущений, вызванных изменением мощности турбины. В связи с этим опыт с разгрузкой от 300 до 30 МВт был усложнен предварительной «раскачкой» нагрузки. Перед опытом был включен ПЭН в параллельную работу с ПТН. Двукратное разгрузку и нагружение блока в пределах 230—300 МВт было выполнено открытием БРОУ. Скорость изменения нагрузки составляла 1 МВт/с. Последующий сброс нагрузки с 300 до 30 МВт был произведен со скоростью 2,8 МВт/с. После 45-секундной выдержки при нагрузке 30 МВт энергоблок был нагружен до 190 МВт со скоростью 6,3 МВт/с. Далее возникла задержка набора нагрузки, связанная с тем, что ПЭН создавал большее давление, чем ПТН, и обратный клапан на ПТН не открывался. После останова ПЭН обратный клапан ПТН открылся и дальнейшая нагрузка набиралась до 280 МВт со скоростью 1 МВт/с.

Из рис. 6.25 видно, что (как и в предыдущем опыте с разгрузкой энергоблока до 100 МВт) изменение давлений, температур и уровней в системе смешивающих ПНД строго следовало за изменением нагрузки блока. Расход пара в П2 не прекращался, о чем свидетельствует отсутствие пересечений кривых изменения давления в П2 и до КОС-600. Изменение давления в П2 составило в период «раскачки» нагрузки 69—48 кПа, при сбросе нагрузки до 30 МВт давление снизилось от 61 до 7,9 кПа. В П1 при сбросе нагрузки давление снизилось от 12,7 до 4,9 кПа.

Температура конденсата на входе КН2 изменялась с запаздыванием на 25 с в сравнении с изменением давления в П2. Изменение температуры конденсата при сбросе нагрузки происходило от 88 до 47°C со скоростью 0,4°C/с. Расход конденсата за БОУ изме-



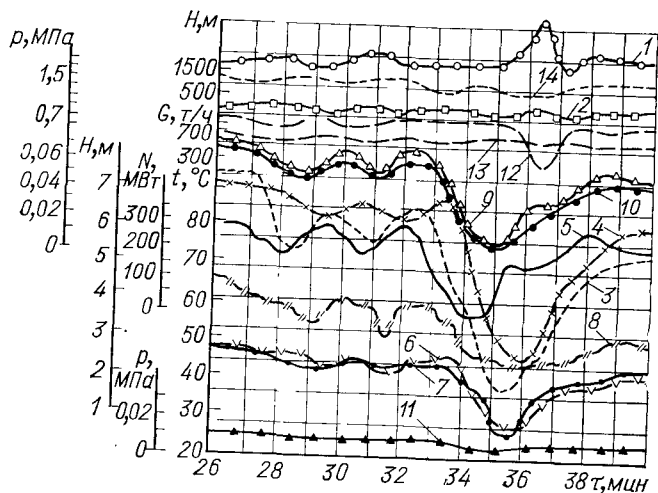


Рис. 6.25. Сброс нагрузки блока с последующим ее набором и предварительным изменением (230—300—230—300—30—280 МВт). 1—3, 5, 10, 12—14—см. рис. 6.18; 4—температура конденсата на входе КН2; 11—давление пара в подогревателе П1.

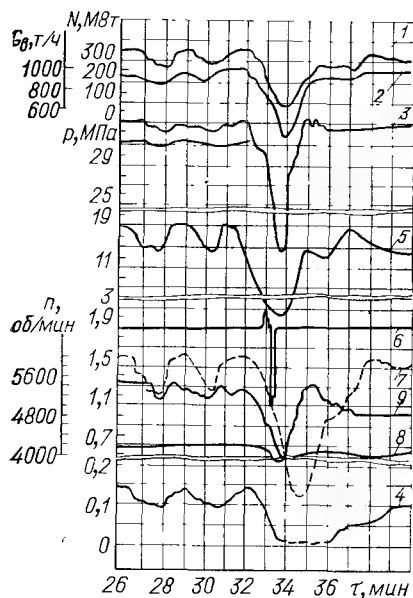


Рис. 6.26. Изменение параметров в питательном тракте энергоблока при изменении его нагрузки: 230—300—230—300—30—280 МВт. 1—3, 5—7, 9—см. рис. 6.19; 4—давление выхода ПТН; 8—давление в деаэраторе.

нялся в пределах 600—680 т/ч. Изменение расхода конденсата за П4 составило 860—300 т/ч. Незначительное изменение уровня конденсата в П2 определило характер кривой изменения уровня в трубе аварийного перелива из П1 на вход КН2. При сравнительно малом снижении давления в П1 изменение уровня в этой трубе соответствовало изменению давления в П2 и находилось в пределах

6,3—1,5 м. Из рис. 6.26 видно, что давление на выходе ПТН снижалось от 32,3 до 11,5 МПа, на выходе ПЭН сохранялось постоянным и равным 32,3 МПа, в регулирующей ступени турбины снижалось от 17,6 до 1,86 МПа, давление пара перед ПТН снижалось от 1,47 до 0,049 МПа.

Кроме того, при снижении нагрузки энергоблока была проверена возможность работы деаэратора на скользящем давлении. С этой целью при быстром разгрузке пар от постороннего источника в деаэратор не подавался. Опыт показал, что при снижении нагрузки до 100 МВт возникли пульсации давления на выходе бустерных насосов (БЭН), а при снижении нагрузки до 85 МВт это дав-

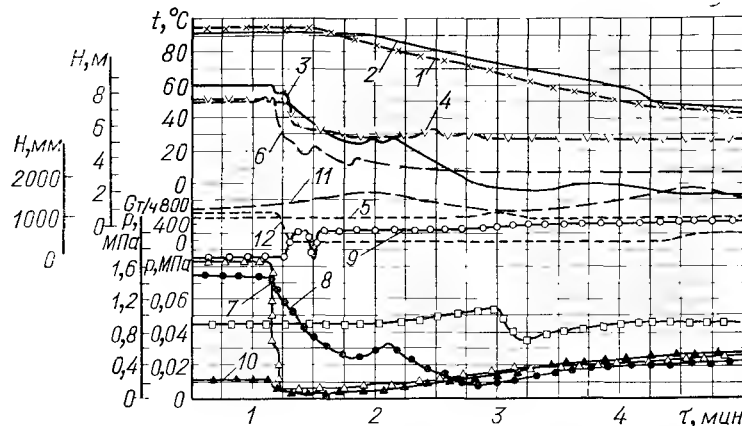


Рис. 6.27. Отключение блока автоматическим выключателем при нагрузке 305 МВт.

1—температура конденсата на входе КН2; 2—температура в П2; 3—уровень конденсата в линии его слива из П1 в П2; 4—температура конденсата после П1; 5, 8, 10—см. рис. 6.21; 9—давление на выходе КН2; 11—уровень конденсата в П2; 12—расход конденсата за П4.

ление резко упало от 1,76 до 0,98 МПа. При подаче пара в деаэратор от постороннего источника и восстановлении давления в деаэраторе нормальная работа БЭН восстановилась. В связи с этим может быть сделан вывод, что существующая в энергоблоках 300 МВт система деаэратор—бустерный насос не допускает работу при скользящем давлении в деаэраторе и скорости снижения нагрузки выше 3 МВт/с. В целом опыт с глубокой разгрузкой показал высокую работоспособность системы смешивающих ПНД. В этих опытах каких-либо ограничений маневренности энергоблока, связанных с указанными аппаратами, не наблюдалось.

Мгновенный сброс нагрузки энергоблока с 305 МВт до нуля. Отключения энергоблока являются одной из наиболее частых аварийных ситуаций. При мгновенном сбросе нагрузки с 305 МВт до нуля скорость снижения давления в П2, а следовательно, и интенсивность вскипания запасенной в аппарате воды максимальны. Это в свою очередь может явиться причиной срыва КН2.

Результаты опыта по мгновенному сбросу нагрузки с 305 МВт до нуля (рис. 6.27 и 6.28) сводятся к следующему:
срыв *КН2* не наблюдался;
давление в паропроводе *VII* отбора до КОС-60 снизилось за 5 с от 80 до 3,9 кПа со скоростью 13,7 кПа/с;
давление в *П2* от 74 до 9,8 кПа снизилось за 95 с со средней скоростью 7 кПа/с.

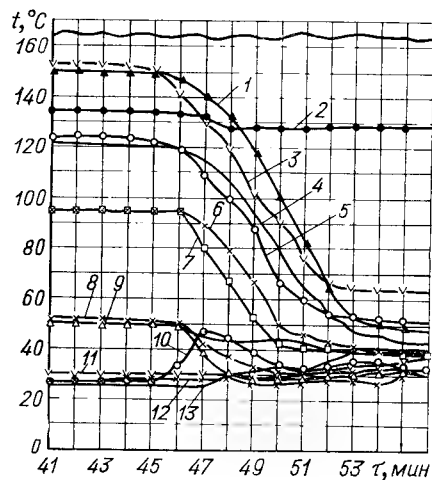


Рис. 6.28. Изменение температуры конденсата и пара в конденсатном тракте блока при его отключении автоматическим выключателем на нагрузке 305 МВт.

1 — основной конденсат после *П4*; 2 — пар *VII* отбора; 3 — конденсат греющего пара *П4*; 4 — основной конденсат после *П3*; 5 — конденсат греющего пара *П3*; 6 — конденсат после *КН2*; 7 — конденсат после подогревателя *П2*; 8 — паровое пространство *П1* на входе пара; 9 — конденсат на входе в *П2*; 10 — конденсат после гидрозатвора линии аварийного перелива из *П2* в конденсатор; 11 — конденсат перед *П1*; 12 — конденсат перед *ПС-115*; 13 — конденсат на выходе из конденсатора.

Скорость падения давления в *П2* при наличии обратного клапана на паропроводе в первую очередь определяется количеством нагретой воды, запасенной в его конденсатосборнике. Предотвращение срыва *КН2* обеспечивается выбором достаточного подпора на входе, замедленным снижением давления в *П2* и поступлением относительно холодного конденсата из линии аварийного перелива подогревателя *П1* на вход *КН2*. Уровень конденсата в линии его слива из *П1* и *П2* снижался плавно в соответствии с изменяющейся разностью давлений в этих аппаратах. Значительных пульсаций уровня конденсата не зафиксировано.

Импульсная разгрузка энергоблока. Опыты по импульсной разгрузке (пять режимов) проводили с помощью электроприставки при следующих условиях:

Опыт	I	II	III	IV	V
Неравномерность (сигнал электроприставки), %		4	4	2	4
Длительность импульса, с		0,12	0,18	0,15	0,15

Примечание. В опытах I—IV канал НКН выведен, в V—введен.

Результаты осциллографирования давлений на выходе *КН2*, в паропроводе *VII* отбора до КОС-600, в *П1* и *П2* представлены на рис. 6.29, из которого видно, что во всех опытах параметры, характеризующие работу системы смешивающих ПНД, оставались практически постоянными, что объясняется кратковременностью и относительно малой разгрузкой энергоблока.

В опыте II имел место сброс нагрузки с 300 МВт до нуля за 0,7—0,8 с и последующий набор нагрузки в течение 3 с. При этом давление изменялось:

в *VII* отборе до КОС-600 от 85 до 75 кПа;

в *П2* — от 73 кПа до 59 кПа; в *П1* — от 11,8 до 9,8 кПа.

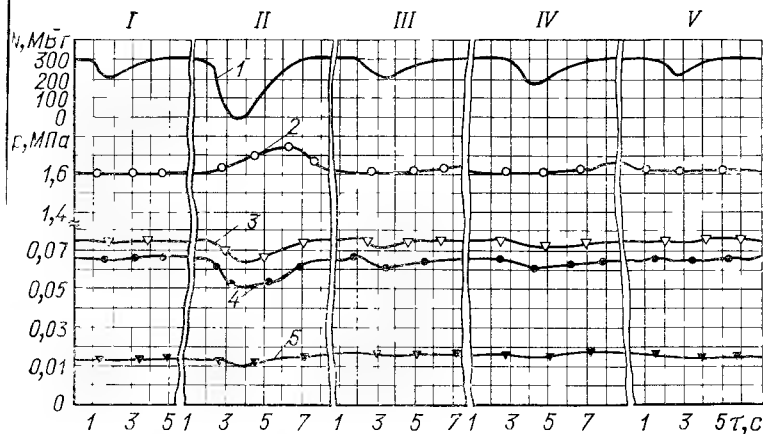


Рис. 6.29. Импульсная разгрузка блока от 300 МВт до нуля.

1 — мощность турбины; 2 — давление нагнетания *КН2*; 3 — давление в трубопроводе *VII* отбора до КОС-600; 4 — $p_{П2}$; 5 — $p_{П1}$.

Опыты показали относительно слабое влияние импульсной разгрузки блока на параметры конденсатного тракта.

В динамических испытаниях помимо замеров, характеризующих работу схемы включения смешивающих ПНД, контролировались следующие параметры по турбине: осевой сдвиг ротора; тепловые расширения ЦВД и ЦСД; относительные расширения роторов ЦНД, ЦСД и ЦВД; температуры баббита вкладышей подшипников, масла на сливе из подшипников и колодок упорного подшипника; вибрация. Все эти параметры не вышли за допустимые пределы.

6.2. ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ ТУРБОУСТАНОВКИ К-300-240 ЛМЗ СО СМЕШИВАЮЩИМИ П1 И П2 *

Статические испытания

При проведении статических испытаний [73] системы смешивающих ПНД (рис. 6.30) измеряли температуру на входе и выходе конденсата всех ПНД лабораторными термометрами и термоэлек-

* Проведены ВТИ на Кармановской ГРЭС.

трическими преобразователями (термопарами); давление на выходе конденсатных насосов, до и после регулирующих клапанов, в системе БОУ, корпусах смешивающих подогревателей ртутными и ртутно-жидкими манометрами; уровень в смешивающих ПНД и расход

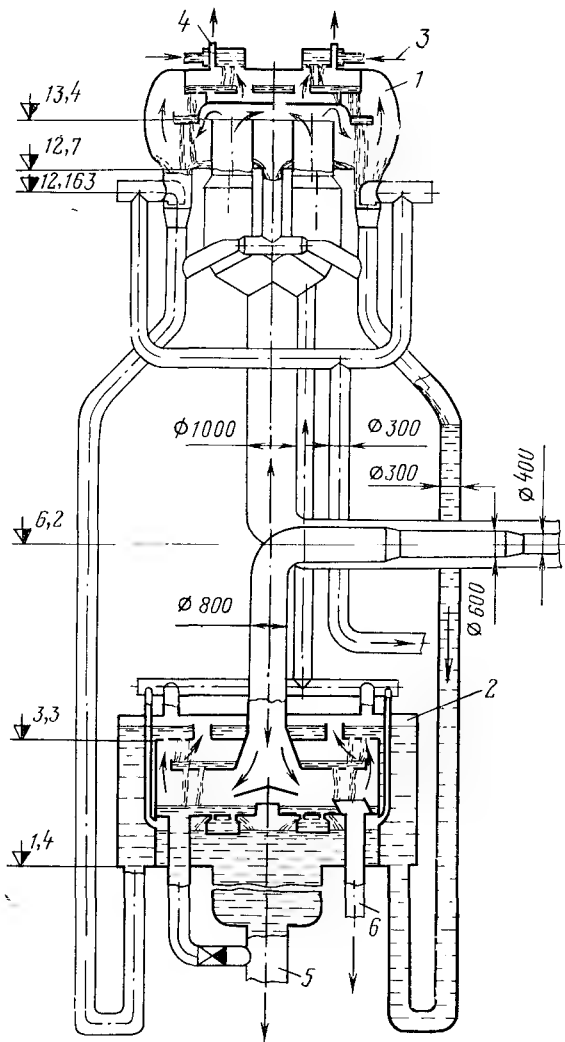


Рис. 6.30. Гравитационная схема включения $П1$ и $П2$ без обратного клапана на паропроводе к $П2$.

1 — $П1$; 2 — $П2$; 3 — подвод воды; 4 — отвод выпара; 5 — конденсат к насосу; 6 — в конденсатор.

конденсата до $П1$ и после $П4$ штатными регистрирующими приборами.

Кроме того, с помощью системы регистрации записывали изменения давления над и под перегородкой $П2$ и температуры на его нижнем лотке. Первичными приборами при измерении давления служили вакуумметры МЭД со шкалой 0—1 кгс/см² и ценой деления 0,01 кгс/см². Температуры на нижнем лотке $П2$ измеряли хромель-алюмелевыми термоэлектрическими преобразователями в 12 точках (рис. 6.31). Термоэлектрические преобразователи тарировали до установки на место и в процессе проведения измерений. Точность измерения температуры на лотке примерно 0,5°C. В качестве вто-

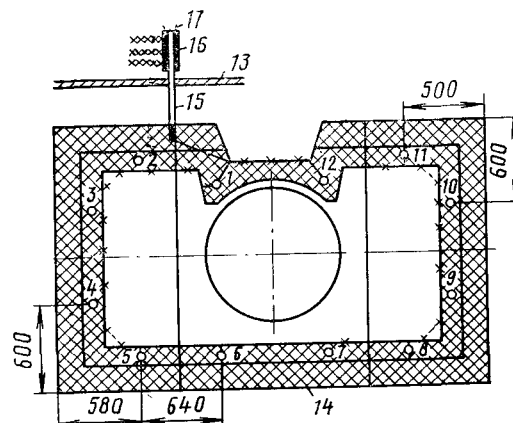


Рис. 6.31. Схема установки и вывода датчиков термоэлектрических преобразователей (термопар) на нижнем лотке $П2$.

1—12 — термоэлектрические преобразователи; 13 — стенка корпуса; 14 — нижний лоток (в плане); 15 — трубка диаметром 12 мм; 16 — резиновая трубка; 17 — термоэлектродные провода.

ричного прибора использовали 12-точечный потенциометр ЭПП-09.

При нагрузке турбины 300 МВт (расход основного конденсата 630 т/ч, температура циркуляционной воды 6°C) температура на выходе из $П1$ составила 50°C, $П2$ — 91°C при давлении в подогревателях 12,3 и 72,7 кПа. По данным ЛМЗ давление в VII и VIII отборах турбины при расходе пара 975 т/ч должно составлять 18,2 и 93,3 кПа. Следовательно, потери давления в паропроводах от камеры отбора турбины до подогревателей при номинальной нагрузке соответственно равны 6 и 21 кПа, или 32 и 22% давления в отборе. Это значительно превышает расчетные (около 10%) потери давления. Паровое сопротивление $П2$ составило при полной нагрузке 2 кПа.

Уровень воды в $П1$ при полной нагрузке турбины и расходе конденсата 750 т/ч не превышал 150 мм от нижней образующей корпуса; уровень над перегородкой в $П2$ был не больше 30 мм. Уровень под перегородкой поддерживался регулятором, зона не-

чувствительности которого была выбрана с учетом естественных пульсаций уровня, составляющих $\pm(20 \div 40)$ мм.

При полностью включенной (открытой) задвижке на линии отсоса выпара из-под перегородки диаметром 100 мм давление в водяном отсеке П2 в установившемся режиме было обычно на 1–2 кПа ниже, чем в паровом пространстве (при диаметре уравнительного патрубка 300 мм). Повышенное давление в водяном отсеке способствует уменьшению уровня воды над перегородкой П2.

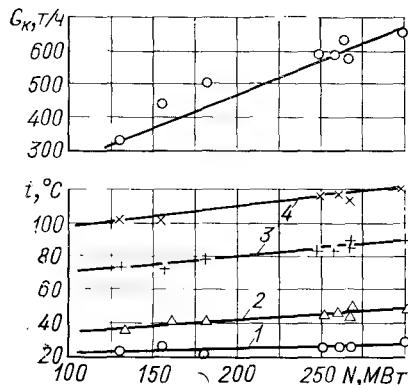


Рис. 6.32. Зависимость расхода конденсата на входе в П1 и температуры по тракту от нагрузки турбины. 1 — температура конденсата на входе в П1; 2, 3, 4 — температура на выходе соответственно из П1, П2 и П3.

После замены поверхностных П1 и П2 смешивающими, а в П3 и П4 латунных труб трубами из нержавеющей стали нагрев в П1 и П2 увеличился до 23 и 41°C, а в поверхностном П3 уменьшился до 31°C. Это привело к уменьшению потерь давления в паропроводе от турбины до П3 и дополнительному увеличению в связи с этим нагрева в нем на 5–7°C.

Изменение расхода конденсата перед П1 и его температуры на выходе из ПНД при снижении нагрузки турбины приведено на рис. 6.32. Изменение расхода конденсирующегося в смешивающих П1 и П2 пара и потерь давления в паропроводах от отборов турбины до подогревателей приведено на рис. 6.33.

Данные измерения температуры воды на нижнем лотке П2 (рис. 6.34) показали, что при нагрузках турбины 235–300 МВт и расходе конденсата перед П1 около 600 т/ч эта температура в среднем на 3–4°C ниже температуры на выходе из П2. Температуры в разных точках нижнего лотка отличались между собой не более чем на 2–3°C, причем этот разброс связан не с местом термомоэлектрического преобразователя на лотке, а с колебаниями расхода поступающей в подогреватель воды. Таким образом, можно заключить, что в нижней ступени конденсируется около 5% общего количества пара, поступающего в П2, и температура в разных точках нижнего лотка примерно одинакова.

Приведенные на рис. 6.35 данные показывают, что уменьшение расхода основного конденсата, подаваемого в П1, перепуском конденсата по байпасной линии с выхода КН1 на вход КН2 при номинальной нагрузке турбины приводит к росту давления в смеси-

вающих подогревателях и температуры воды на выходе из них. Это увеличение обусловлено снижением расхода пара, необходимого для подогрева меньшего расхода воды, и уменьшением потерь давления в паропроводах к подогревателям. При перепуске по обводной линии (минуя подогреватели П1 и П2) до 450 т/ч основного конденсата никаких нештатностей в работе турбоустановки обнаружено не было.

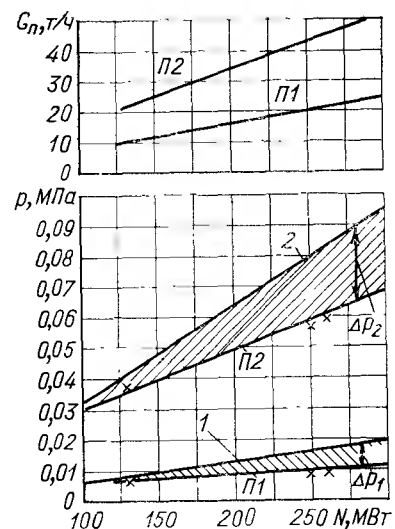


Рис. 6.33. Зависимость расхода пара, поступающего в смешивающие подогреватели, и давления в отборах турбины и подогревателях от нагрузки. 1 — расчетное давление в камере VIII отбора; 2 — расчетное давление в камере VII отбора (по данным завода); Δp_1 , Δp_2 — падение давления в паропроводах от отборов турбины до подогревателей.

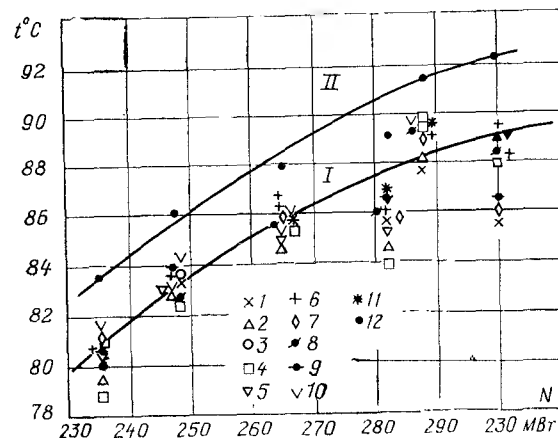


Рис. 6.34. Зависимость температуры воды в П2 от нагрузки турбины. I — температура на нижнем лотке; II — температура на выходе подогревателя; 1–12 — температуры на нижнем лотке в соответствии со схемой рис. 6.31.

Увеличение расхода основного конденсата сверх номинального при полной нагрузке 300 МВт приводит к увеличению расхода конденсирующегося в обоих подогревателях пара, росту потерь давления в паропроводах от отборов до подогревателей, уменьшению давления в подогревателях и температуры воды на выходе из них. При испытаниях расход конденсата перед П1 увеличивался до 850—900 т/ч. Дальнейшее увеличение расхода лимитировалось появлением стуков и ударов в П2, вызванных его перегрузкой. Поэтому при необходимости увеличения расхода воды на деаэратор сверх номинального, что бывает в практике эксплуатации, целесообразно пользоваться байпасной линией.

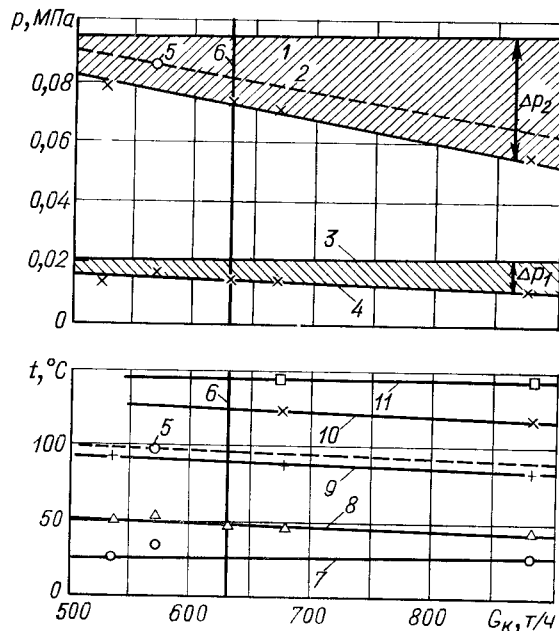


Рис. 6.35. Зависимость давления в смешивающих подогревателях, отборах турбины и температуры по тракту конденсата от расхода основного конденсата на входе в подогреватель П1.

1—4 — давление соответственно в камере VII отбора, подогревателя П2, камере VIII отбора, в П1; 5 — давление и температура в П2 при сбросе дренажа П3 в П2; 6 — номинальный расход основного конденсата в П1; 7 — температура основного конденсата на входе в П1; 8—11 — температура основного конденсата соответственно за П1, П2, П3 и П4; Δp_1 , Δp_2 — падение давления в паропроводах соответственно от камеры VIII отбора до П1 и от камеры VII отбора до П2.

Основную часть опытов проводили при работе сливного насоса и подаче конденсата греющего пара П3 в линию основного конденсата. Сброс этого конденсата непосредственно в паровой отсек П2 привел к увеличению в нем давления, в связи с уменьшением расхода пара из отборов, и повышению температуры конденсата после

П2 на 2—3°C при полной нагрузке (пунктирные линии на рис. 6.35).

Расчеты показали, что при включенном охладителе дренажа П3 схема со сбросом этого потока в П2 экономичнее схемы с использованием сливного насоса на 210 кВт (при учете мощности сливного насоса 175 кВт), а без охладителя дренажа — на 180 кВт, не считая преимуществ от упрощения схемы: исключения насоса, одного из регуляторов уровня конденсата в подогревателе П3, обратного клапана и задвижки.

При схеме со сбросом дренажа П3 в П2 исключаются протечки в конденсатор, так как задвижка на линии между П3 и конденсатором нормально закрыта. В нормальных условиях расход этого дренажа равен примерно 70 т/ч при 113°C, что эквивалентно 2,6 т/ч пара.

При полном сбросе нагрузки расход дренажа резко уменьшается из-за закрытия регулятора уровня конденсата в подогревателе П3 и выравнивания давления в П2 и П3 при прекращении поступления в них греющего пара. Ориентировочно после полного сброса нагрузки из П3 в П2 поступит не более 0,1 т/ч воды, т. е. ничтожно мало в отношении влияния на динамическое повышение частоты вращения ротора, вынос влаги в турбину и пр.

Система уплотнений питательных насосов

Параллельно с внедрением смешивающих ПНД проводили работу по переводу уплотнений питательных насосов на питание горячей водой от КН2. Опыт эксплуатации питательных насосов показывает, что экономичная и надежная работа их концевых уплотнений зависит от постоянства расхода уплотняющего конденсата, часть которого сливается в деаэратор, часть — в смешивающий П2. При его неравномерном расходе возникают температурные деформации деталей уплотнений, увеличиваются протечки, появляются парения, обводняется масло подшипников.

В 1972 г. была внедрена схема автоматического регулирования подачи уплотняющего конденсата по перепаду давления между камерами подвода и слива конденсата в деаэратор, что позволило стабилизировать температурный режим уплотнений и сократить расход уплотняющего конденсата. При этом перепад давлений задается минимальным, но достаточным, чтобы исключить парения и внешние утечки конденсата. Испытания показали, что уровень вибрации подшипников и осевой сдвиг роторов насосов не изменились. Температура вкладышей, корпусов подшипников и масла на сливе из подшипников повысилась на 2—6°C. Повышение температуры уплотняющего конденсата на 50°C (от 36 до 86°C) вызвало увеличение температуры поверхности корпусов уплотнений примерно на 40°C. В табл. 6.1 приведены данные [74] о сокращении расхода уплотняющего конденсата и уменьшении потерь мощности в тепловой схеме турбины после перевода уплотнения бустерного насоса, турбонасоса и электронасоса на горячую воду.

Динамические испытания [75]

В процессе этих испытаний отключали одну и две группы ПВД, останавливали на 3 мин все насосы КН1, отключали ПТН и частично (от 300 до 200 МВт) разгружали турбину, отключали ПЭН и полностью (от 200 МВт) разгружали турбину, резко изменяли расход конденсата перед П1, полностью (от 310 МВт) сбрасывали и затем поднимали нагрузку турбины.

При испытаниях измеряли и записывали расход основного конденсата перед *П1* и деаэратором: температуру конденсата перед *П1*, в сливных трубах после *П1* и *П2*, в линиях аварийного перелива из *П1* и *П2* перед конденсатором; уровень конденсата в *П1*, а также над и под перегородкой *П2*. Кроме того, с помощью системы регистрации, включившей вакуумметры МЭД, приставку ПР-И и потенциометр ЭПП-09, записывали давление над и под перегородкой в *П2*.

Таблица 6.1

Показатель	К-300 240 ХТЗ			К-300 240 ЛМЗ		
	БН	ПТН	ПЭН	БН	ПТН	ПЭН
Подвод уплотняющего конденсата:						
температура, °С	33/28	33/85	33/85	28,23	28/93	28/93
давление на выходе насосов, МПа	—	—	—	2,5/0,8	2,5/1,6	2,5/1,6
давление перед уплотнением, МПа	—	—	—	1,3/0,6	1,3/1,05	1,3/1,05
расход, т/ч	35/15	28/21	31/26	35/15	25/17	20/14
Слив в конденсатор (в <i>П2</i>):						
температура, °С	34/29	38/90	31/85	29/24	33/98	29/94
расход, т/ч	19/15	16/15	21/20	19/15	18/16	15/13
недовыработка мощности, кВт	73/12	91/7	63/4	117/12	119/9	92/8
Слив в бак низких точек:						
расход, т/ч	—	1/—	2/—	—	—	—
недовыработка мощности, кВт	—	6/—	6/—	—	—	—
Слив в деаэратор:						
давление, МПа	—	—	—	1/—	1/1	1/1
расход, т/ч	16/—	11/6	11/6	16/—	7/1	5/1
недовыработка мощности, кВт	323/—	222/51	222/51	352/—	154/6	110/6
Утечки ленточной воды:						
расход, т/ч	—	22/22	30/33	—	13/13	12/12
недовыработка мощности, кВт	—	10/10	15/15	—	6/6	6/6
Суммарная недовыработка мощности, кВт	313/12	329/68	336/75	139,12	270/21	208/20

Примечание. Числитель — до реконструкции, знаменатель — после реконструкции. Концевые уплотнения БН — сальниковые.

Одна группа ПВД отключалась ключом защиты с БЩУ. Эта операция сопровождалась повышением нагрузки турбины и соответствующим увеличением давления в ее отборах. Группу ПВД отключали на 2–3 мин при нагрузках 220 и 308 МВт, без принудительного снижения нагрузки в этот период. В первом случае нагрузка турбины возросла до 235 МВт и давление в *П1* повысилось от 8,1 до 8,6 кПа, а в *П2* — от 52,3 до 60,1 кПа. При этом давления в подогревателях оставались ниже давлений в *VIII* и *VII* отборах, соответственно 14,2 и 77,3 кПа. Во втором случае нагрузка увеличилась до 338 МВт (рис. 6.36).

Процесс изменения давления в *П2* во времени оказался сложным (рис. 6.36). Он имел колебательный характер с возрастающей амплитудой. На процесс повышения давления в *П2* в соответствии с повышением давления в *VII* отборе накладывается процесс автоколебаний давления. Амплитуда автоколебаний увеличивается с рос-

том гидравлического сопротивления паропровода *VII* отбора. При этом поскольку скорость изменения давления в *П2* во время второго или третьего колебания превышает скорость поступления воды в сливные трубы из *П1*, уравновешивание возрастающего в *П2* давления происходит за счет выжимания воды из боковых гидрозатворов. Это в свою очередь приводит к так называемому запираанию *П2*, т. е. к прекращению поступления в него воды и резкому возрастанию давления в камере отбора турбины. Соответственно на то же значение возрастает уравновешивающий это давление столб воды в сливных трубах. Наблюдения по водоизмерительному стеклу за уровнем в сливной трубе показали, что в первую минуту

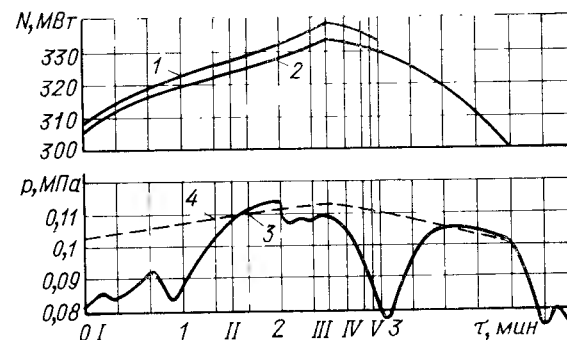


Рис. 6.36. Изменение нагрузки турбины и давления над перегородкой в *П2* при отключении ПВД группы Б.

1 — по щитовому прибору; 2 — по показаниям цифровой ЭВМ; 3 — запись на ленте ЭПП-09; 4 — расчетное давление в камере *VII* отбора; I — отключение ПВД; II — запаривание *П2*; III — включение ПВД; IV — восстановление поступления воды в *П2*; V — отключение ПТН по давлению на выходе.

этот уровень повысился до отметки 11,5 м, что соответствовало давлению в *П2* 0,0882 МПа. Примерно через 30 с уровень быстро возрос до отметки 12,8 м, давление соответственно увеличилось до 0,108 МПа и произошло запираание *П2*. При этом весь поступающий в *П1* основной конденсат (около 600 т/ч) нагревался в нем и через аварийный перелив отводился в конденсатор. Температура воды в линии аварийного перелива из *П1* в конденсатор повысилась от 29 до 54°С. Уровень конденсата в *П1* не превышал 100–150 мм над его нижней образующей.

Для уравновешивания максимальной для данного опыта разности давлений в *П2* и *П1*, составлявшей 96 кПа, требовался столб воды высотой 9,8 м. Поскольку максимальный уровень в сливной трубе находился на отметке 12,8 м, уровень в боковых гидрозатворах должен был находиться на 300 мм ниже верхнего лотка в *П2*. Уровень под перегородкой *П2* с момента прекращения поступления в него воды резко падал. Уже через 30–40 с конденсатосборник *П2* полностью опорожнялся и прекращалось поступление воды в деаэратор.

В течение 1,5–2 мин после включения группы ПВД нагрузка турбины снизилась до 300 МВт, а давление в *П2* возвратилось

к первоначальному уровню. Было зафиксировано снижение давления в *П2* до 78 кПа, свидетельствовавшее о кратковременном поступлении в него воды. Этому соответствовало повышение уровня воды над перегородкой до 300 мм в результате подпрессовки конденсаторсборника *П2*.

После восстановления нагрузки турбины до исходной возобновилось поступление воды в *П2*, повторно переполнился конденсаторсборник и уровень воды над перегородкой вновь поднялся до 300 мм. При этом часть воды сливалась через аварийный перелив в конденсатор, на что указывало повышение температуры в линии аварийного перелива от 37 до 74 °С.

С момента поступления воды в конденсаторсборник *П2* насосы второй ступени, работавшие в течение 1,5 мин в безрасходном режиме, возобновили подачу воды в деаэратор. Повышенный уровень воды над перегородкой при переполнении конденсаторсборника сохранялся в течение 10 мин из-за нарушения баланса подаваемой в *П2* и откачиваемой из него воды (поступало около 750 т/ч, откачивалось же в среднем 660 т/ч). Около 90 т/ч воды сбрасывалось по линии аварийного перелива в конденсатор. После устранения расхождения в расходах воды восстанавливались нормальные уровни воды над и под перегородкой *П2*.

Две группы ПВД отключали при нагрузке турбины 300 МВт и расходах основного конденсата перед смешивающим подогревателем 570 и после подогревателя *П4* 700 т/ч. Так же как и при отключении одной группы ПВД, примерно за 2 мин, нагрузка увеличилась до 335 МВт, а давление в *VII* отборе — до 0,11 МПа. При этом сработали предохранительные клапаны на «холодных» питках промежуточного перегрева, что привело к снижению нагрузки до 300 МВт и падению давления в *VII* отборе. Через 1 мин нагрузка вновь увеличилась до 337 МВт, но в этот момент обе группы ПВД были включены. В остальном опыт с отключением двух групп ПВД проводили так же, как опыт с отключением одной группы.

Резкое изменение расхода основного конденсата перед *П1* производилось с БЩУ ключом управления клапаном РУК. Через 3—4 мин после заданного изменения расхода клапан переводился в исходное положение. Расход конденсата перед *П1* уменьшался на 150, 230, 300 и 400 т/ч. При этом давление в *П2* соответственно повышалось, а при восстановлении расхода возвращалось к прежнему уровню. Только при резком (в течение нескольких секунд) снижении расхода от 600 до 200 т/ч произошло заклинивание *П2*, вызванное резким ростом давления в нем. При этом сработал аварийный перелив из сливных труб в конденсатор, уровень в конденсаторсборнике *П2* быстро снизился до нуля и прекратилась подача воды в деаэратор. Нагрузка турбины увеличилась от 300 до 320 МВт. Поступление воды в *П2* удалось восстановить через 3 мин после снижения нагрузки до 280 МВт.

Таким образом, при определенных условиях, которые ни разу не возникали в условиях нормальной эксплуатации, происходило заклинивание *П2*. Восстановить поступление в него воды удавалось снижением нагрузки турбины на 10—20 МВт. Это свидетельствует о том, что высота между нижней образующей аварийных переливов в *П1* и верхним лотком *П2* в отдельных случаях недостаточна для уравнивания разности давлений между подогревателями. При полной нагрузке турбины максимальная разность давлений в подогревателях по опытным данным не может быть уравновешена стол-

бом воды в сливной линии.

При максимально полученной в опытах нагрузке турбины 338 МВт давление в *П2* достигало 111 кПа. Максимальная разность давлений увеличилась при этом до 98 кПа. Однако даже при такой разности давлений уровень воды в *П1* во время работы подогревателей не достигает выходного сечения паровпускных патрубков.

Для исключения вмешательства персонала при возможном заклинивании *П2* предусмотрена регулируемая обводная линия основного конденсата с нагнетательной стороны *КН1* на вход *КН2*. По этой линии конденсат пропускается, минуя *П1* и *П2*. Импульсом к открытию регулятора служит опускание уровня в конденсаторсборнике *П2* ниже допустимого предела.

Все *КН1* останавливали на 3 мин при нагрузке турбины 300 МВт. Расход конденсата перед *П1* и за *П4* регулировали вручную. Перед остановкой насосов расход основного конденсата перед *П1* был 600 т/ч, после *П4* — 700 т/ч, температура конденсата перед подогревателем *П1* равнялась 28,5, а после него 51,5 °С, после *П2* 92,2 °С. Уровень воды в сливных трубах между *П1* и *П2* находился на отметке 9 9,5 м. Давление в *П1* составляло примерно 10 кПа, в *П2* 73 кПа.

При остановке насосов нагрузка турбины увеличилась в течение 1,5 мин примерно до 315 МВт. Уровень воды в сливной трубе поднялся до отметки 11,5—12 м. Расходы конденсата через *П1* и *П2* упали до нуля. На деаэраторе сработали предохранительные клапаны.

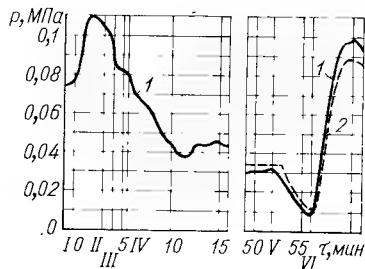
Спустя 3 мин *КН1* были последовательно включены в работу. Уровень воды в сливной трубе возрос до 12,8 м. Возобновилось поступление воды в *П2* при максимальной разности давлений в *П1* и *П2*, равной 88 93 кПа. С началом поступления в *П2* воды давление в нем стало быстро уменьшаться и через 10—12 с снизилось до 81 кПа.

Повышение уровня воды в сливных трубах выше отметки аварийного перелива привело к сливу части воды через перелив в конденсатор. Однако при возобновлении поступления воды в *П1* и уменьшении в нем давления заклинивание *П2* не произошло.

Насосы *КН2* при прекращении подачи воды откачали всю воду из конденсаторсборника *П2* и затем вращались холостую. При возобновлении поступления воды в конденсаторсборник *П2* насосы самостоятельно перешли на рабочий режим, сразу же обеспечив номинальное давление в напорной линии. Это свидетельствовало о надежной работе *КН2* в самых тяжелых условиях. Следовательно, отпала необходимость в остановке специального опыта по выявлению для указанных насосов минимального подпора.

Возобновление поступления воды в деаэратор при закрытом регуляторе давления после опыта с отключением *КН1* вызвало в деаэраторе снижение давления ниже допустимого уровня, и защита отключила ПТН. В результате произошло разгружение турбины от 300 до 200 МВт. Давление в *П2* снижалось в соответствии с уменьшением давления в камере отбора турбины в течение 6 мин от 78,5 до 37,7 кПа практически с постоянной скоростью 7 кПа/мин (рис. 6.37). Поступление воды в деаэратор при этом не прекращалось.

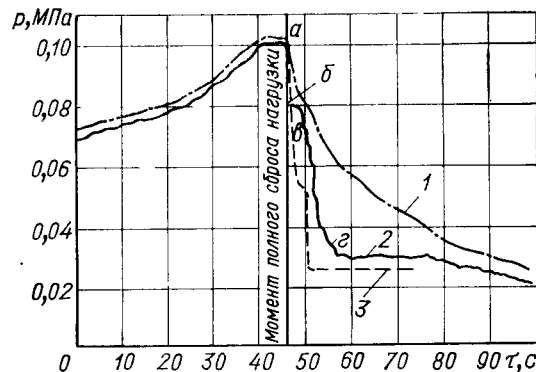
относительно холодной воды, на которой конденсируется пар, была близка к скорости падения давления в камере отбора турбины. Поэтому обратный поток пара из парового пространства $P2$ в турбину был незначителен. Скорость падения давления под перегородкой от 0,0785 до 0,0294 МПа в 4—5 раз меньше, чем в паровом отсеке. Это обеспечило надежную (без срыва) работу $KH2$ при сбросе нагрузки турбины.



I, 2 — давление над и под перегородкой; *I, II* — остановка и включение насосов первой ступени; *III* — поступление в *P2* воды; *IV* — отключение ПТН и разгружение турбины от 300 до 200 МВт; *V* — полное разгружение турбины от 200 МВт; *VI* — повышение давления из-за срыва вакуума

Опыт полного сброса нагрузки турбины проводили перед остановкой энергоблока в капитальный ремонт. Последовательность операций при испытаниях была следующей. При нагрузке 260 МВт ключом защиты отключали обе группы ПВД. Через 1,5 мин, когда нагрузка увеличилась до 310 МВт, ключом ручной остановки полностью сбросили нагрузку. Затем через 2 мин подняли нагрузку до 110 МВт. Далее начались расхолаживание турбины и останов энергоблока. Результаты опыта приведены на рис. 6.38.

Сопоставление кривых 2 и 3 свидетельствует о том, что скорость изменения давления в паровом отсеке П2 из-за поступления



1, 2 — давление под и над перегородкой; 3 — давление в трубопроводе VII отбора до КОС (по данным ЦКТИ при полном сбросе нагрузки от 305 МВт на Киришской ГРЭС).

Следует отметить, что при обычной эксплуатации системы смешивающих ПНД на данной турбоустановке полные сбросы нагрузки от 300 МВт протекали нормально, каких-либо стуков в турбине не прослушивалось, повышения вибрации подшипников не наблюдалось.

Ревизия проточной части турбины показала, что после 3 лет эксплуатации турбоустановки со смешивающими ПНД при различных режимах, в том числе при полных сбросах нагрузки, общее состояние лопаточного аппарата хорошее. Обнаружен лишь местный эрозийный износ входных кромок вблизи стеллитовых накладок, особенно на концах примерно половины лопаток последней ступени одного из потоков ЦНД. Эрозийный износ лопаток последней ступени в другом потоке существенно меньше, а у лопаток ступеней, связанных с VII отбором, практически отсутствует.

6.3. ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ С ОДНИМ СМЕШИВАЮЩИМ П2

При проведении испытаний [76] измеряли температуру на входе и выходе конденсата всех ПНД лабораторными термометрами; давление на нагнетательной стороне конденсатных насосов до и после регулирующих клапанов, в системе БОУ, корпусе П2, на входе в секции водораспределения, в VII отборе до обратного клапана пружинными манометрами; уровень в смешивающем подогревателе и конденсаторе уровнемерами, расход конденсата до П1 и после П4 расходомерами.

Показания штатных регистрирующих приборов записывали через 15 с. Кроме того, с помощью системы регистрации записывали изменения давления над и под перфорированным листом П2, а также температуры основного конденсата до и после этого подогревателя и в линии аварийного перелива из него в конденсатор. Первичными приборами при измерении давления служили вакуумметры МЭД со шкалой 0—(—1) кгс/см² и ценой деления 0,01 кгс/см². В качестве вторичного прибора использовали многоотсчетный самопишущий потенциометр ЭПП-09. Запись на диаграмме осуществлялась со скоростью 4 мм/с.

Температуру измеряли с помощью медных термометров сопротивления ТСМ-Х. Вторичным прибором был самописец МС-1 со шкалой 0—150°C и ценой деления 2°C. Расположение контрольно-измерительных приборов показано на рис. 2.13.

При нагрузке турбины 300 МВт расход конденсата в П2 составил 620—630 т/ч. Потери давления в водораспределительных трубах при включенных двух крайних секциях были около 0,03 МПа, что близко к расчетным. Потери давления в клапанах регуляторов уровня в конденсаторе и подогревателе (РУК и РУП) составили соответственно 0,39 и 0,69 МПа. Регуляторы уровня в конденсаторе и подогревателе устойчиво поддерживали заданный уровень.

После установки смешивающего П2 взامن поверхностного температура конденсата при номинальной нагрузке энергоблока за П2 увеличилась от 74 до 95°C, за П3 и П4 соответственно от 113 до 120 и от 146 до 147,5°C. Повышение температуры конденсата за поверхностными П3 и П4 было связано с разгрузкой их по пару и соответствующим уменьшением падения давления в паропроводах. За счет подвода дренажа и выпара из П3 в затопленное барботажное устройство П2 температура основного конденсата на выходе из него была на 2—3°C выше температуры насыщения в паровом отсеке.

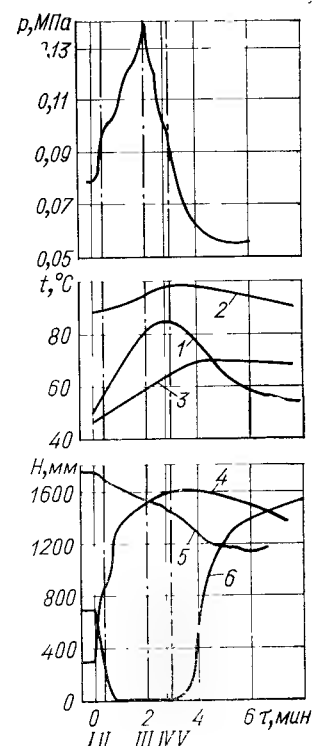
Падение давления в паропроводе от отбора турбины до П2 летом составляет примерно 0,017 МПа, а зимой — около 0,023 МПа. Содержание кислорода за П2 при нормальных условиях эксплуатации не превышает 10 мкг/кг.

При снижении нагрузки турбины расход конденсата и температура по тракту основного конденсата линейно уменьшаются. Статические испытания показали, что система регенерации со смешивающим П2 работает надежно и устойчиво.

Для определения надежности реконструированной системы регенерации и турбины в целом проведены динамические испытания: резкое изменение расхода конденсата клапаном РУП при неизменном положении клапана РУК, отключение на 3 мин КН2 при включенном и отключенном РУК, байпасирование П2, резкое изменение

Рис. 6.39. Изменение давления, температуры и уровня конденсата в П2 при остановке КН2.

1, 2 — температура конденсата соответственно на входе, выходе П2; 3 — температура воды за гидрозатвором аварийного перелива из П2; 4, 5 — уровни соответственно в конденсаторе, деаэраторе и подогревателе П2; I — останов всех КН1 и одного КН2; II — закрытие обратного клапана VII отбора; III — выдавливание воды из гидрозатвора в конденсатор; IV — открытие обратного клапана VII отбора; V — поступление воды в П2.



расхода конденсата на входе в П2, остановка на 2,5 мин КН1, отключение ПВД. При всех перечисленных возмущениях турбоустановка работала надежно и устойчиво.

Самым трудным для подогревателя из всех возможных в эксплуатации аварийных случаев оказалось кратковременное отключение всех КН1. Опыты по отключению КН1 (рис. 6.39) проводились при нагрузке турбины 270 МВт. После отключения всех насосов этой ступени и одного из насосов КН2 нагрузка турбины несколько возросла, давление в П2 стало резко увеличиваться за счет подвода теплоты из П3. Через 25 с оно превысило давление в камере VII отбора турбины, что привело к закрытию обратного клапана на паропроводе, а через 1,5 мин давление в подогревателе П2 достигло 137 кПа и произошло выдавливание в конденсатор воды из гидрозатвора на линии аварийного перелива. Давление в подогревателе начало падать. Это свидетельствует о том, что линия аварийного перелива с гидрозатвором является надежным предохранительным клапаном.

Перед опытом резкого изменения расхода основного конденсата на входе в П2 (рис. 6.40) нагрузка турбины составляла 275 МВт, расход конденсата на входе в П2 600 т/ч, уровни в конденсаторе, П2 и деаэраторе были стабилизированы, клапаны РУК и РУП переведены на дистанционное управление. Воздействием на клапан РУК был резко уменьшен расход конденсата на входе в П2, от 600 до 400 т/ч, а через 3 мин этот расход был резко увеличен от 400 до 700 т/ч. После резкого уменьшения расхода конденсата давление в П2 стало расти и за 3,7 минуты увеличилось от 73,5 до 90,3 кПа. Уровни воды в конденсаторе и П2 начали изменяться практически без запаздывания (расти и падать), а уровень воды в деаэраторе стал уменьшаться с запаздыванием примерно на 1 мин. После резкого увеличения расхода конденсата наблюдалась обратная картина.

Отключение ПВД на 2 мин (рис. 6.41) производилось ключом защиты с БЩУ. Перед опытом РУК и РУП были переведены на ручное управление. С момента отключения ПВД нагрузка турбины

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Смешивающие ПНД не имеют трубок, разрыв которых является основной причиной выхода из строя поверхностных аппаратов. В связи с этим смешивающие ПНД практически не требуют ремонтов. Их подвергают только профилактическим осмотрам и чистке после первоначального монтажа, длительных остановов при плановых ремонтах блоков и т. д. При внутренних осмотрах аппаратов основное внимание необходимо обращать на состояние обратных клапанов, целостность сварных швов, перегородок водяных камер, на чистоту перфорированных листов.

При гравитационной схеме включения смешивающих *П1* и *П2* условия их эксплуатации различны. Подогреватель *П1*, размещаемый наверху, не имеет регулируемого уровня конденсата, не оснащен контрольно-измерительными и водоуказательными приборами и при работе блока практически не требует обслуживания.

В нормальных режимах работы энергоблока подъем уровня конденсата в *П1* до аварийного перелива и срыв гидрозатвора исключены выбранной разностью высотных отметок установки аппаратов *П1* и *П2*.

Обслуживание *П2*, расположенного перед *КН2*, заключается главным образом в наблюдении и поддержании нормального уровня конденсата в аппарате, а также в систематической проверке пропускной способности линии аварийного перелива из него в конденсатор. Переполнение *П2* до аварийного перелива вызывает срыв гидрозатвора и потерю теплоты с паром, поступающим из *П2* в конденсатор.

Опускание уровня ниже минимально допустимого в этом подогревателе вызывает срыв работы *КН2* и перерыв в поступлении воды в деаэратор и к потребителям конденсата повышенного давления. Инструкции по обслуживанию смешивающих ПНД, включенных по гравитационной схеме, должны содержать, наряду с требованиями, диктуемыми местными условиями электростанции, общие требования, приведенные ниже.

Подготовку к пуску и пуск системы конденсатного тракта со смешивающими ПНД следует вести одновременно с подготовкой к пуску энергоблока. До пуска

равномерно увеличивалась от 270 до 307 МВт, а давление в *П2* плавно возрастало от 64 до 70 кПа. Уровень воды в конденсаторе и в *П2* увеличивался, а в деаэраторе практически не менялся. При включении ПВД нагрузка турбины и давление в *П2* начали уменьшаться. Никаких ненормальностей при опыте не наблюдалось.

Схема с одним смешивающим *П2* была быстро освоена эксплуатационным персоналом.

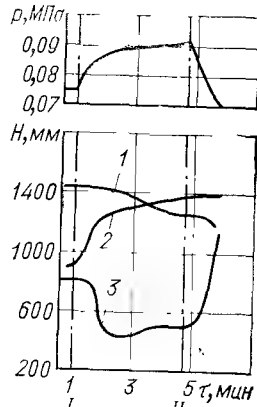


Рис. 6.40. Изменение давления и уровня в *П2* при резком изменении расхода основного конденсата на входе в него.

1—3 — уровни соответственно в деаэраторе, конденсаторе, *П2*; 1 — резкое закрытие РУК (до 36% по указателю положения клапана (УП)); II — резкое открытие РУК (до 70% по УП).

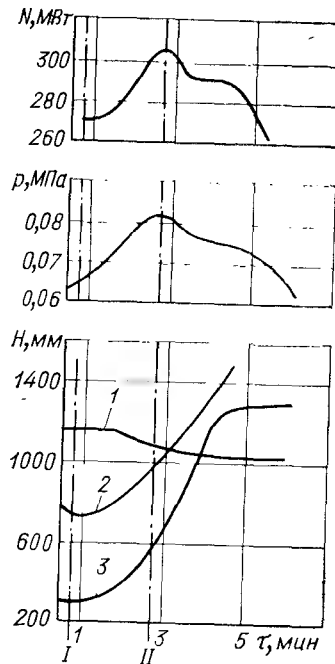


Рис. 6.41. Изменение нагрузки турбины, давления в *П2* и уровней в деаэраторе, *П2* и конденсаторе при отключении ПВД.

1—3 — уровни соответственно в деаэраторе, *П2* и конденсаторе; I — отключение ПВД; II — включение ПВД.

Таким образом, испытания различных вариантов комбинированных систем регенерации низкого давления, выполненных по проектам ЦКТИ и ВТИ, эксплуатирующихся в настоящее время на турбинах мощностью 300 МВт, показали их высокую надежность, простоту обслуживания, маневренность и экономичность. Полученный опыт позволит обоснованно проектировать комбинированные системы регенерации для других конденсационных энергоблоков тепловых и атомных электростанций.

системы конденсатного тракта необходимо закончить все ремонтные работы, закрыть лазы, арматуру на линиях опорожнения и т. д.; проверить исправность и подключение всех контрольно-измерительных приборов; собрать электрические схемы приводов арматуры по конденсатному тракту, конденсатных насосов, регуляторов уровня в деаэраторе, конденсаторе и *П2*; опробовать системы дистанционного управления регуляторами и арматурой.

После окончания проверок и опробований нужно подготовить гидравлическую схему конденсатного тракта в такой последовательности:

включить поверхностные ПНД по основному конденсату, греющему пару, каскадному отводу конденсата греющего пара и паровоздушной смеси;

открыть арматуру на линиях подачи конденсата от *КН1* и *КН2* к потребителям (на уплотнение питательных насосов, охлаждение бустерных насосов, впрыски РОУ и БРОУ, на серводвигатели КОС, защиту ПВД и др.);

подготовить и включить БОУ, а также подготовить к включению конденсатные насосы.

Только после этого заполняют конденсатор химически обессоленной водой и включают один из *КН1* на рециркуляцию через *П2*. Необходимые для этого переключения по схеме следует выполнять в соответствии с местными условиями.

Одной из наиболее важных операций в период подготовки к пуску конденсатного тракта является проверка пропускной способности линии аварийного перелива из *П2* в конденсатор. Для этого устанавливают контрольный расход конденсата от насосов первой ступени на рециркуляцию через линию аварийного перелива и контролируют положение стрелки уровнемера *П2* (на уровнемер после монтажа *П2* наносят контрольную черту, соответствующую уровню воды при контрольном расходе конденсата). При отклонении стрелки вверх от контрольной черты, свидетельствующей о снижении пропускной способности линии аварийного перелива, конденсатные насосы необходимо выключить и после выяснения и устранения причины снижения начать пусковые операции. Результаты проверки пропускной способности линии аварийного перелива следует записать в эксплуатационный журнал.

В процессе пусковых операций производят включение на рециркуляцию через *П2* насосов *КН2*, подачу воды в деаэратор, ее прогрев и деаэрацию, включение питательного насоса и т. д.

После включения регуляторов уровня конденсата в конденсаторе и *П2* на автоматическое управление уровень в последнем должен понизиться до нормального и перелив из *П2* в конденсатор прекратиться.

После включения генератора в сеть, набора и стабилизации нагрузки турбины следует убедиться в нормальном и автоматическом поддержании уровней конденсата в конденсаторе, подогревателе *П2*, поверхностных ПНД и деаэраторе, а также в нормальном нагреве конденсата в системе регенерации низкого давления.

В процессе работы энергоблока и конденсатного тракта необходимо наблюдать за уровнем конденсата в конденсаторе, *П2* и деаэраторе. При нормальной работе системы не должно быть перелива конденсата из *П1* и *П2* в конденсатор. Температура закипающего конденсата в подъемных ветвях линии аварийного перелива должна превышать температуру насыщения в конденсаторе не более чем на 5—7 °С.

При отклонении уровней конденсата от нормальных следует оперативно выяснить причину и устранить ее.

Основные рекомендации по действиям эксплуатационного персонала при аварийных нарушениях режима следующие:

при переполнении *П2* выше допустимых пределов, о чем свидетельствует появление сигнала «Уровень в подогревателе *П2* высок», необходимо проверить по указателю положение регулятора уровня. Если клапан самопроизвольно закрылся, необходимо снять регулятор с автоматического управления и перевести на дистанционное. Если клапан дистанционно не открывается, следует для поддержания уровня конденсата в *П2* использовать дистанционное управление задвижкой на байпасе клапана регулятора. Далее по ключам управления и амперметрам необходимо проверить работу конденсатных насосов и при необходимости включить резервные агрегаты;

если принятыми мерами не удастся восстановить нормальный уровень, то нужно снижать нагрузку энергоблока до такого предела, при котором обеспечивает устойчивое поддержание нормального уровня в *П2*;

при уровне конденсата в *П2* выше входного нагнетания аварийного перелива и появлении сигнала «Перелив *П2*» следует восстановить нормальный уровень в аппарате, а затем заполнить гидрозатвор, кратковременно открыв задвижку на линии подвода к нему воды;

при уровне в *П2* ниже допустимых пределов и появлении сигнала «Уровень в *П2* низок» необходимо проверить по указателю положение регулятора уровня и, если клапан самопроизвольно открылся, перейти на дистанционное управление. Если дистанционно закрыть клапан не удастся, то следует его закрыть вручную и перейти на дистанционное регулирование уровня задвижкой на байпасе регулирующего клапана;

если снижение уровня произошло вследствие ошибочного или самопроизвольного открытия задвижки на байпасе регулирующего клапана, нужно проверить по сигнальным лампам положение задвижки и закрыть ее дистанционно или вручную.

Для схемы включения *П1* и *П2* с использованием перекачивающего насоса рекомендации по эксплуатационному контролю аналогичны приведенным для *П2*.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Экономический эффект от применения смешивающих ПНД в системе регенерации низкого давления турбоустановок определяется для следующих двух наиболее характерных случаев:

1) при проектировании комбинированной системы регенерации для вновь сооружаемых энергоблоков или электростанций;

2) при реконструкции действующих энергоблоков и замене поверхностных подогревателей низкого давления смешивающими.

В обоих случаях за базовые при расчетах экономического эффекта целесообразно принимать показатели замещаемой системы (с поверхностными ПНД).

В первом случае определение экономического эффекта основано на учете электроэнергии, вырабатываемой за счет дополнительной мощности турбины, раз-

виваемой в связи с отсутствием недогрева конденсата в смешивающих ПНД, снижением его недогрева в последующих поверхностных аппаратах и повышенной тепловой экономичностью блока из-за подачи горячего конденсата на уплотнения питательных насосов. Учитывается также снижение потребления электроэнергии на собственные нужды из-за исключения из схемы сливных насосов. Кроме того, необходимо учитывать и снижение капитальных затрат, связанное с отсутствием сливных насосов, более низкой стоимостью смешивающих ПНД, увеличением срока их службы, а также с уменьшением количества регуляторов и запорной арматуры. При детальном расчете следует также учитывать уменьшение эксплуатационных затрат вследствие повышения надежности работы аппаратов при комбинированной системе регенерации низкого давления и увеличения межремонтных сроков их эксплуатации. Экономическая эффективность применения комбинированной системы регенерации низкого давления обуславливается также улучшением водно-химического режима работы энергоблока, повышающим надежность работы котла и экономичность турбины (уменьшение отложений окислов металлов в тракте котла и в проточной части турбины).

В соответствии с принятой методикой народнохозяйственный экономический эффект от производства и использования потребителем нового энергооборудования (для одного комплекта смешивающих ПНД)

$$\Delta_{\text{нх}} = [C_6(a_d - 1) + C_6 - C_n - E_n \Delta K] + \Delta H / (P_{\text{ам,н}} + E'_n) + (K'_6 - K'_n) + K_{\text{зам}}, \quad (8.1)$$

где C_6 — цена заменяемых поверхностных *П1* и *П2*; $a_d = \frac{1}{1} \frac{T_6 + E_n}{T_n + E'_n}$ — коэффициент эквивалентности по долго-

вечности; T_6, T_n — сроки службы соответственно поверхностных и смешивающих ПНД, год; $E'_n = 0,12$ — нормативный коэффициент эффективности в энергетике; $C_6 = C_6 / (1 + P_n)$ — себестоимость поверхностных *П1* и *П2*, руб; $P_n = 0,18$ — нормативная рентабельность; $C_n = C_n / (1 + P_n)$ — себестоимость комплекта смешивающих подогревателей, руб; C_n — цена комплекта смешивающих *П1* и *П2*; ΔK — удельные дополнительные капитальные вложения в создание и организацию производ-

ства смешивающих ПНД, определяемые как частное от деления общей суммы дополнительных капитальных вложений на число комплектов подогревателей, учитываемых в расчете, руб; $E_{\Pi}=0,15$ — нормативный коэффициент эффективности в энергомашиностроении; $P_{\text{ам,п}}=0,15$ — коэффициент отчислений на реновацию при использовании потребителем нового оборудования; K'_6, K'_Π — капитальные вложения потребителя в использование комплекта соответственно базисного и нового оборудования, руб; $K_{\text{зам}}=K_{\text{зам}}^{\text{уд}} \Delta N_1$ — капитальные вложения в замещающую мощность, руб; $K_{\text{зам}}^{\text{уд}}$ —

удельные капитальные вложения в промышленное строительство конденсационных электростанций, руб; ΔN_1 — дополнительная мощность турбины, получаемая за счет ликвидации недогрева конденсата в основном комплекте смешивающих ПНД; $\Delta И$ — снижение затрат при использовании комплекта смешивающих ПНД вместо поверхностных, руб/год.

Снижение $\Delta И$, руб/год:

$$\Delta И = \mathcal{E} + (A_6 - A_{\Pi}) + A_{\text{зам}}, \quad (8.2)$$

$$\text{где } \mathcal{E} = (\alpha_1 + \alpha_2) N b_9^{\text{отп}} h c_{\text{т}} + \Delta N_2 b_9^{\text{выр}} h c_{\text{т}} -$$

стоимость сэкономленного топлива, руб/год; $\alpha_1 = \Delta N_1 / N$ — относительное увеличение мощности турбоустановки за счет ликвидации недогрева конденсата в смешивающих ПНД; N — номинальная мощность турбоустановки, кВт; ΔN_1 — дополнительная мощность, развиваемая турбоустановкой при ликвидации недогрева конденсата в смешивающих ПНД, кВт; α_2 — относительное увеличение мощности турбоустановки за счет перевода уплотнений ПЭН и ПТН на горячую воду; $b_9^{\text{отп}}, b_9^{\text{выр}}$ — соответственно удельный расход условного топлива на отпущенную и выработанную мощность, кг/(кВт·ч); h — использование оборудования, ч/год; $c_{\text{т}}$ — замыкающие затраты на условное топливо, руб/кг; ΔN_2 — снижение установленной мощности насосов за счет исключения из схемы сливного насоса, кВт/год; $A_6 = H_{\text{ам}} C_6$, $A_{\Pi} = H_{\text{ам}} C_{\Pi}$ — амортизационные отчисления на капитальный ремонт соответственно базисного и нового теплообменного оборудования, руб/год; $H_{\text{ам}}=0,03$ норма амортизационных отчислений на капитальный ремонт

теплообменного оборудования, 1/год; $A_{\text{зам}}$ — амортизационные отчисления на капитальный ремонт в целом по энергоблоку, руб/год.

Дополнительную мощность ΔN_1 рассчитывают по одной из существующих методик, например по приведенной в [77] формуле

$$\Delta N_1 = (e_{j+1} - e_j) Q, \quad (8.3)$$

где e_{j+1} и e_j — коэффициенты изменения мощности для отборов, связанных с выше- и нижестоящим подогревателями; Q — изменение расхода теплоты на подогрев воды вследствие увеличения ее энтальпии j за подогревателем.

При реконструкции действующего энергоблока в составе капитальных вложений должны быть учтены остаточная стоимость демонтируемого оборудования (со знаком «плюс») и сумма от реализации демонтируемой части оборудования (со знаком «минус»).

Остаточная стоимость определяется как разность между восстановительной (после переоценки) стоимостью и суммой начисленной амортизации (на реновацию) за время использования этого оборудования. Остаточная стоимость не учитывается, если демонтируемое оборудование полностью амортизировано.

В табл. 8.1—8.3 дан пример расчета экономического эффекта от внедрения смешивающих подогревателей ПП и П2 на энергоблоках 300 МВт. Исходные эксплуатационные показатели приняты по одному из энергоблоков с турбиной К-300-240 ЛМЗ Киришской ГРЭС.

196 Таблица 8.1. Определение дополнительной мощности турбоустановки при применении комбинированной системы регенерации

Показатель	Способ определения	Результат
Энтальпия конденсата, кДж/кг:	По данным Киришской ГРЭС	
на входе в поверхностный П1, $\bar{t}_k$		125,3
на выходе из поверхностного П1, $\bar{t}_{1п}$		184,3
на выходе из смешивающего П1, $\bar{t}_{1с}$		205,2
на выходе из поверхностного П2, $\bar{t}_{2п}$		339,1
на выходе из смешивающего П2, $\bar{t}_{2с}$		389,5
на выходе из ПЗ в схеме с поверхностным ПНД, $\bar{t}_{3п}$		494,1
в комбинированной схеме со смешивающими ПНД, $\bar{t}_{3с}$		502,8
Энтальпия дренажа из, кДж/кг:	По данным Киришской ГРЭС	
ПЗ, $\bar{t}_{дрз}$		514,1
П4, $\bar{t}_{др4}$		625

Продолжение табл. 8.1

Показатель	Способ определения	Результат
Энтальпия пара в конденсаторе i_k , кДж/кг	Расчетные данные по турбине К-300-240 ЛМЗ	2366
Энтальпия пара в отборах, кДж/кг:	Расчетные данные по турбине К-300-240 ЛМЗ	
i_{VII}		2520
i_{VI}		2745
i_{V1}		2900
i_V		3030
Расход конденсата, кг/ч:	По данным Киришской ГРЭС Расчет по тепловому балансу подогревателей	
П1, G_1		$600 \cdot 10^3$
П2, G_2		$620 \cdot 10^3$
ПЗ, G_3		$750 \cdot 10^3$
Коэффициент изменения мощности для отборов:		
e_{VIII}	$e_{VIII} = \frac{i_{VIII} - i_k}{i_{VIII} - \bar{t}_k}$	0,064
e_{VII}	$e_{VII} = \frac{i_{VII} - i_k - e_{VIII} (\bar{t}_{1п} - \bar{t}_k)}{i_{VII} - \bar{t}_{1п}}$	0,147

Показатель	Способ определения	Результат
e_{VI}	$1 - e_{VI} = (1 - e_{VII}) \frac{i_{VII} - \bar{t}_{двз}}{\bar{t}_{VI} - \bar{t}_{двз}}$	0,202
e_V	$1 - e_V = (1 - e_{VI}) \frac{i_{VI} - \bar{t}_{др1}}{\bar{t}_V - \bar{t}_{др1}}$	0,245
Дополнительная мощность, кВт	$\frac{G_1 (e_{VII} - e_{VIII}) (\bar{t}_{1с} - \bar{t}_{1н})}{860} +$ $+ \frac{G_2 (e_{VI} - e_{VII}) [(\bar{t}_{2с} - \bar{t}_{1с}) - (t_{2п} - t_{1п})]}{860} +$ $+ \frac{G_3 (e_V - e_{VI}) (\bar{t}_{3с} - \bar{t}_{3п})}{860}$	630
Увеличение мощности турбоустановки за счет ликвидации недогревов в подогревателях, %	$\Delta N, N = \Delta \eta \eta$	0,21

Таблица 8.2. Исходные данные для расчета экономического эффекта

Показатель	Сравниваемые варианты		Обоснование исходных данных
	базисный	предлагаемый	
Цена комплекта подогревателей П1 и П2, тыс. руб.	50,6	16	$Ц_6$ — прейскурант 19-05; $Ц_H$ — тематическая карточка (расчеты ЦКТИ)
Себестоимость подогревателей, тыс. руб.	42,9	13,6	Формула (8.1)
Удельные капитальные вложения в замещаемую мощность (энергоблок 300 МВт, работающий на газе и мазуте), руб./кВт	110,8	—	По данным ТЭП, 1974 г.
Мощность турбины, кВт	300 · 10 ³	—	—
Удельный расход топлива условного, кг/(кВт·ч): на отпущенную мощность для блоков, работающих на газе и мазуте	0,323	—	Проектные данные ТЭП
на выработанную мощность	0,315	—	$b_{св}^{впр} = b_{св}^{от} (100 - W_{от})$; $W_{от} = 2,6 \%$
Относительное увеличение мощности турбоустановки за счет ликвидации недогревов в подогревателях	0,21	—	Табл. 8.1
Относительное увеличение мощности турбоустановки за счет перевода уплотнений ПЭН и ПТН на горячую воду, %	—	0,023	Данные испытаний
Снижение установленной мощности насосов за счет исключения из схемы сливного насоса 10-КсВ-9Х6, кВт	—	120	По характеристике насоса при расходе дренажей П2 — П4, равном 104 т/ч
Время использования установленной мощности оборудования, ч	—	6000	По данным Киришской ГРЭС
Нормативный коэффициент эффективности, 1/год:	—	—	—
$\frac{E'}{E_H}$	—	0,12	По данным действующих инструкций
$\frac{E'}{E_H}$	—	0,15	—
Коэффициент отчислений на реновацию с учетом морального износа	—	0,15	То же
Норма амортизационных отчислений на капитальный ремонт:	—	—	—
$\frac{H}{H_{ам}}$	—	3	—
$\frac{H'}{H_{ам}}$	—	3,7	—
Замыкающие затраты на топливо (газ и мазут), руб/т	—	23	По данным действующих инструкций
Коэффициент эквивалентности по долговечности	—	1,11	Формула (8.1), где $T_6 = 20$ лет; $T_H = 30$ лет
Предпроизводственные затраты, отнесенные к 1 комплекту смешивающих подогревателей, тыс. руб.	—	14	По данным завода-изготовителя

Таблица 8.3. Результаты расчета по снижению приведенных затрат

Показатель	Способ определения	Сравниваемые варианты	
		базисный	предлагаемый
Цена подогревателей, тыс. руб.		50,6	16
Разница в себестоимости Δc , тыс. руб.		—	29,8
Капиталовложения, тыс. руб.: в замещающую мощность в проведение монтажа подогревателей K_6, K_n	См. формулу (8.1) По данным Киришской ГРЭС	69,8	—
Стоимость сэкономленного топлива $\mathcal{E}$, тыс. руб.	$\mathcal{E} = (\alpha_1 + \alpha_2) N b_9^{\text{от}} c_9 \cdot 10^{-8} + \Delta N_2 b_9^{\text{выд}} / \eta c_9 \cdot 10^{-9}$	30	30
Амортизационные отчисления на капитальный ремонт теплообменного оборудования A_6, n , тыс. руб.	$A_6, n = N_{\text{зам}} \mathcal{U} \cdot 10^{-2}$	—	35,5
Амортизационные отчисления на капитальный ремонт в целом по блоку $A_{\text{зам}}$, тыс. руб.	$A_{\text{зам}} = N'_{\text{ам}} K_{\text{зам}}$	1,5	0,5
Итого: снижение ежегодных затрат ΔN , тыс. руб. снижение приведенных затрат $\Delta \mathcal{E}$, тыс. руб./год	См. формулу (8.2) $\Delta \mathcal{E}_n = E'_n (K'_6 - K'_n + \Delta K_{\text{зам}}) + [\mathcal{U} (a_n - 1) + C_n - c_n] E'_n - \Delta K E_n + \Delta U$	2,6	—
		—	39,1
		—	49,4

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теплообменное оборудование. Каталог № 18-2-76. — НИИЭнформэнергомаш. — М.: 1977. — 101 с.
2. Теплообменное оборудование. Каталог № 8-78. — НИИЭнформэнергомаш. — М.: 1978. — 196 с.
3. Рыжков В. К., Неженцев Ю. Н. Одновальная паровая турбина К-800-240-3 ЛМЗ. — Теплоэнергетика, 1974, № 8, с. 2—8.
4. Косяк Ю. Ф. Паротурбинные установки атомных электростанций. — М.: Энергия, 1978. — 310 с.
5. ОСТ 108.271.17-76. Подогреватели поверхностные низкого и высокого давления для системы регенерации стационарных паровых турбин.
6. ОСТ 24.271.28-74. Подогреватели регенеративных паровых турбин АЭС.
7. Технические характеристики и конструктивные особенности теплообменного оборудования, входящего в тепловую схему турбоустановок К-300-240/В. В. Бельшев, К. И. Максимов, И. Н. Бобах и др. — Труды ЦКТИ, 1969, вып. 94, с. 5—27.
8. Отвод неконденсирующихся газов из вакуумных подогревателей паровых турбин/ М. П. Белоусов, В. А. Пермяков, П. И. Подгорочный, И. П. Онищенко. — Электрические станции, 1979, № 2, с. 26—28.
9. Основные результаты наладки и испытания системы регенерации низкого давления/ М. П. Белоусов, В. А. Пермяков, Э. П. Ситко и др. — Труды ЦКТИ, 1969, вып. 94, с. 81—115.
10. Белоусов М. П., Пермяков В. А. О некоторых возможностях повышения эффективности регенеративных подогревателей низкого давления. — Труды ЦКТИ, 1965, вып. 63, с. 64—79.
11. Результаты испытаний головного образца регенеративного ПНД типа ПН-230М для турбин К-200-130/ М. П. Белоусов, В. А. Пермяков, А. А. Кремлев, А. Ф. Сычев. — Энергомашиностроение, 1971, № 12, с. 8—10.
12. Белоусов М. П., Пермяков В. А. Основные направления совершенствования поверхностных подогревателей низкого давления системы регенерации турбин мощных энергоблоков на примере создания для установок 200 МВт новых аппаратов ПН-230М и ПН-350. — Труды ЦКТИ, 1977, вып. 140, с. 102—113.
13. Результаты испытаний и рекомендации по повышению эффективности подогревателей низкого давления системы регенерации турбины К-800-240-2/ В. А. Пермяков, М. П. Белоусов, В. Ф. Ермолов и др. — Труды ЦКТИ, 1977, вып. 144, с. 27—36.
14. Результаты тепловых испытаний одновальной турбины К-800-240-2 ЛМЗ/ Н. Ф. Комаров, Е. С. Кунтин, С. А. Сафронников и др. — Теплоэнергетика, 1976, № 5, с. 7—13.

15. **Рекомендации по повышению надежности и экономичности подогревателей низкого давления турбоустановок мощностью 100—800 МВт.** Извещение № 1-79/ В. А. Пермяков, М. П. Белоусов, Г. В. Гинсбург, С. В. Петров. — М.: Союзтехэнерго, 1979. — 30 с.
16. **Ефимочкин Г. И.** Влияние воздуха в греющем паре на теплообмен в подогревателях низкого давления турбоустановок 300 МВт. — Электрические станции, 1975, № 9, с. 80—81.
17. **Ермолов В. Ф., Неплох Н. Н.** Результаты разработки и внедрения схемы конденсатного тракта турбины К-300-240 ЛМЗ со смешивающим ПНД-1. — Труды ЦКТИ, 1973, вып. 121, с. 5—16.
18. **Белоусов М. П., Пермяков В. А.** Результаты испытаний системы регенерации низкого давления турбины К-200-130. — Труды ЦКТИ, 1973, вып. 121, с. 50—64.
19. **РТМ 24.271.23-74.** Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления.
20. **Коррозия и ее продукты в тракте блоков СКД/ Ю. В. Зенкевич, Г. П. Сугоцкий, С. А. Козина, И. А. Конторович.** — Теплоэнергетика, 1973, № 1, с. 64—68.
21. **Мартьянова О. И., Рогацкий Б. С.** Поведение продуктов коррозии в питательном тракте энергоблоков сверхкритических параметров. — Теплоэнергетика, 1971, № 12, с. 65—69.
22. **Определение частоты собственных колебаний труб теплообменных аппаратов/ О. М. Чижевская, Р. З. Савельев, В. А. Пермяков, Ю. М. Бродов.** — Энергомашпостроение, 1976, № 9, с. 6—7.
23. **Бродов Ю. М., Пермяков В. А.** Исследование вибрации труб теплообменных аппаратов. — Энергетик, 1977, № 1, с. 28—29.
24. **Результаты испытаний головных образцов подогревателей низкого давления типа ПН-350 ЦКТИ-СарЗЭМ для системы регенерации турбин К-200-130/ М. П. Белоусов, В. А. Пермяков, Н. А. Беляева и др.** — Труды ЦКТИ, 1977, вып. 140, с. 89—95.
25. **Повышение эффективности регенеративных подогревателей низкого давления и конденсаторов за счет применения низкорейстных труб/ Н. В. Зозуля, В. П. Боровков, И. Я. Шкуратов и др.** — Труды ЦКТИ, 1973, вып. 121, с. 132—138.
26. **Василенко Г. В., Зенкевич Б. В., Рабкина М. Б.** Водно-химический режим мощных блоков СКД. — Труды ЦКТИ, 1977, вып. 141, с. 18—25.
27. **Исследование режимов дозирования кислорода и перекиси водорода в конденсат энергоблоков сверхкритических параметров/ Т. Х. Маргулова, И. В. Зубов, Л. В. Кузьмичева и др.** — Теплоэнергетика, 1977, № 6, с. 55—59.
28. **Смешивающие подогреватели низкого давления для блоков 300 МВт с турбинами К-300-240/ В. Ф. Ермолов, Л. В. Карпов, Н. И. Неплох, Ю. Д. Дмитриев.** — Труды ЦКТИ, 1973, вып. 121, с. 16—26.
29. **Кострикин Ю. М., Рубчинская С. М., Штерн О. М.** О причинах появления кислотности обессоленной воды. — Теплоэнергетика, 1973, № 12, с. 79—81.
30. **Ермолов В. Ф.** Деаэрационная способность смешивающих подогревателей низкого давления. — Труды ЦКТИ, 1977, вып. 140, с. 40—43.
31. **Рубинштейн Я. М., Берман Л. Д.** Применение смешивающих подогревателей в регенеративных схемах станций. — Известия ВТИ, 1935, № 10, с. 1—14.
32. **Соколов Е. Я., Зингер Н. М.** Струйные аппараты. — М.: Энергия, 1970. — 208 с.
33. **Cooney R. T., Neren J. A., Fadden W. J.** Borough of Lansdale plant to use new feedwater heater. — Power, 1958, № 51.
34. **Конденсационные и регенеративные установки паровых турбин/ Под ред. Л. Д. Бермана.** — М.: Госэнергоиздат, 1960. — 160 с.
35. **Kuljan H. A., Fadden W. J.** A New Way to Simplify the Steam Power Plant. — Trans. ASME, 1957, v. 5, p. 1115—1119.
36. **Ефимочкин Г. И., Горин В. И., Гинсбург Г. В.** Опыт освоения смешивающих подогревателей в схемах энергоблоков Великобритании. — Теплоэнергетика, 1976, № 10, с. 80—85.
37. **Руководящие указания по проектированию термических деаэрационных установок питательной воды котлов.** — М.: Энергия, 1968. — 113 с.
38. **Ермолов В. Ф.** Экспериментальное исследование тепло- и массообмена в луче струй, омываемых поперечным потоком пара или паровоздушной смеси. — Труды ЦКТИ, 1965, вып. 63, с. 53—63.
39. **Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л.** О применении подогревателей контактного типа в системе регенеративного подогрева питательной воды крупных блочных установок. — Теплоэнергетика, 1969, № 8, с. 61—66.
40. **Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л.** Подогреватели низкого давления контактного типа для турбин мощностью 800 МВт. — Теплоэнергетика, 1971, № 3, с. 38—42.
41. **Применение контактных подогревателей в системе регенерации турбины К-300-240 ЛМЗ/ Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий, М. Д. Бельферман и др.** — Электрические станции, 1972, № 9, с. 36—39.
42. **Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л., Гусев В. А.** Исследование работы регенеративной системы с подогревателями контактного типа. — Электрические станции, 1971, № 2, с. 47—50.
43. **Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л.** Автоколебания в гравитационной системе контактных подогревателей. — Теплоэнергетика, 1971, № 5, с. 77—80.
44. **А. с. 355447 (СССР).** Теплообменный аппарат/ Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий, А. М. Чулков, В. В. Щербак. Оpubл. в Б. И. 1972, № 31.
45. **А. с. 545850 (СССР).** Теплообменный аппарат/ М. Д. Бельферман, Г. И. Ефимочкин и др. Оpubл. в Б. И., 1977, № 5.
46. **Реконструкция системы регенерации низкого давления турбоустановок 300 МВт/ Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий, М. Д. Бельферман и др.** — Электрические станции, 1975, № 10, с. 30—34.
47. **А. с. 478977 (СССР).** Установка для регенеративного подогрева конденсата паровых турбин/ Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий, М. Д. Бельферман и др. Оpubл. в Б. И., 1975, № 28.
48. **А. с. № 485232 (СССР).** Устройство для регенеративного подогрева конденсата/ В. Ф. Ермолов, С. Я. Михайлов, В. А. Пермяков. Оpubл. в Б. И., 1975, № 35.
49. **Испытание системы регенерации турбины К-300-240 ЛМЗ с одним смешивающим подогревателем низкого давления/ Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий, М. Д. Бельферман и др.** — Электрические станции, 1977, № 2, с. 25—29.

50. Опыт применения смешивающих ПНД на турбинах мощностью 300 МВт/ В. Ф. Ермолов, Г. И. Ефимочкин, В. А. Пермяков, В. Л. Вербицкий. — Теплоэнергетика, 1976, № 3, с. 43—49.
51. А. с. 231555 (СССР). Струйный теплообменник/ Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий. Оpubл. в Б. И., 1969, № 36.
52. А. с. 233691 (СССР). Установка для регенеративного подогрева конденсата паровых турбин/ Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий. Оpubл. в Б. И., 1969, № 3.
53. ГОСТ 16860-77. Деаэраторы термические.
54. РТМ 108.038.01-76. Расчет и проектирование смешивающих подогревателей низкого давления и схемы их включения.
55. Ермолов В. Ф., Трифонов Н. Н. Исследование гидравлических режимов работы конденсатного тракта блоков 300 МВт со смешивающими ПНД. — Труды ЦКТИ, 1977, вып. 140, стр. 44—51.
56. Исследование и создание теплообменного оборудования машинного зала ТЭС и АЭС/ В. А. Пермяков, М. П. Белоусов, В. Ф. Ермолов и др. — Труды ЦКТИ, вып. 150, с. 70—85.
57. Трифонов Н. Н., Ермолов В. Ф. Исследование режимов работы конденсатных насосов второго подъема блока 300 МВт в комбинированной системе регенерации с вакуумными подогревателями смешивающего типа. — Труды ЦКТИ, 1977, вып. 140, с. 52—60.
58. Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л. Работа насосов в системах регенерации турбин большой мощности с контактными подогревателями низкого давления. — Теплоэнергетика, 1972, № 9, с. 73—75.
59. Конденсатные насосы для энергетики. — В кн.: Насосостроение. Сер. ХМ-4. — М.: 1970. — 41 с.
60. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. — М.: Машиностроение, 1975. — 335 с.
61. Перник А. П. Проблемы кавитации. — Л.: Судостроение, 1966. — 400 с.
62. Чебаевский В. Ф., Петров В. И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. — М.: Машиностроение, 1973. — 152 с.
63. Филиппов Г. А., Поворов О. А., Пряхин В. В. Исследования и расчеты турбин влажного пара. — М.: Энергия, 1973. — 112 с.
64. Чугаев Р. Р. Гидравлика. — М.: Энергия, 1975. — 356 с.
65. Ефимочкин Г. И., Крашенинников В. В., Вербицкий В. Л. Исследование процесса вскипания воды в подогревателях смешивающего типа. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1976, № 12, с. 79—86.
66. Ефимочкин Г. И., Крашенинников В. В., Вербицкий В. Л. Вскипание воды в вакуумных подогревателях смешивающего типа. — Теплоэнергетика, 1979, № 61, с. 42—47.
67. Инструкция по анализу воды, пара, накипи и отложений в теплосиловом хозяйстве. — М.: Энергия, 1967. — 295 с.
68. Опыт наладки бескислородного режима в питательном тракте низкого давления блока 300 МВт/ В. Ф. Ермолов, С. Х. Рахматулин, Н. А. Сабурова, А. Б. Баскин. — Труды ЦКТИ, 1969, вып. 95, с. 42—62.
69. Ермолов В. Ф. Деаэрационная способность регенеративных смешивающих подогревателей низкого давления мощных паровых турбин. — Труды ЦКТИ, 1977, вып. 140, с. 40—43.
70. Василенко Г. В., Сутоцкий Г. И., Козина С. А. Влияние pH питательной воды на коррозию ПНД энергоблоков сверхкритического давления. — Теплоэнергетика, 1976, № 8, с. 64—65.
71. Козина С. А., Ермолов В. Ф., Ружинский В. Н. Повышение надежности водно-химического режима блока 300 МВт. — Труды ЦКТИ, 1974, вып. 123, с. 16—19.
72. Марцинковский Г. А. Гидродинамика и прочность насосов. — М.: Машиностроение, 1971. — 272 с.
73. Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л., Шипилев С. Г. Статические испытания системы регенерации турбоустановки 300 МВт со смешивающими подогревателями низкого давления. — Электрические станции, 1975, № 11, с. 36—38.
74. Повышение экономичности схемы кошевых уплотнений питательных насосов/ В. Е. Чегурко, А. Н. Туркин, Ю. П. Гусихин, В. К. Маринин. — Электрические станции, 1974, № 1, с. 71—73.
75. Динамические испытания системы регенерации турбоустановки 300 МВт со смешивающими подогревателями низкого давления/ Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий, С. Г. Шипилев, Б. М. Крохалев. — Электрические станции, 1975, № 12, с. 36—39.
76. Испытания системы регенерации турбины К-300-240 ЛМЗ с одним смешивающим подогревателем низкого давления/ Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий, М. Д. Бельферман и др. — Электрические станции, 1977, № 2, с. 25—28.
77. Рубинштейн Я. М., Щепетильников М. И. Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанций. — М.: Энергия, 1969. — 221 с.

Глава пятая. Рекомендации по проектированию устройств защиты и автоматики в системах регенерации со смешивающими подогревателями	128
5.1. Требования к системам защиты	128
5.2. Устройство аварийного перелива конденсата	131
5.3. Устройства для предотвращения выноса пароводяной эмульсии из смешивающих подогревателей	139
5.4. Электрические защитные средства	142
5.5. Схема КИП, автоматики и управления	146

Глава шестая. Статические, деаэрационные и динамические испытания комбинированных систем регенерации турбоустановок 300 МВт	148
6.1. Испытания системы регенерации со смешивающими П1 и П2	148
Методика измерений	148
Тепловые характеристики системы регенерации	151
Деаэрационные характеристики смешивающих ПНД	154
Работа питательных насосов при повышенной температуре уплотняющего конденсата	156
Гидравлические испытания конденсатного тракта	159
Динамические испытания системы регенерации	163
6.2. Испытания системы регенерации турбоустановки К-300-240 ЛМЗ со смешивающими П1 и П2	173
Статические испытания	173
Система уплотнений питательных насосов	179
Динамические испытания	179
6.3. Испытания системы регенерации с одним смешивающим П2	186

Глава седьмая. Особенности эксплуатации смешивающих подогревателей	189
---	-----

Глава восьмая. Техничко-экономическая эффективность применения смешивающих подогревателей	192
Список литературы	201

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава первая. Типовые системы регенерации конденсационных паротурбинных установок с поверхностными подогревателями низкого давления	7
1.1. Принципиальные схемы регенеративного подогрева питательной воды в энергоблоках большой мощности	7
1.2. Особенности конструкции поверхностных ПНД	14
1.3. Основные недостатки систем регенерации	27
1.4. Пути совершенствования систем регенерации	35
Глава вторая. Системы регенерации конденсационных паротурбинных установок со смешивающими подогревателями	39
2.1. Применение смешивающих подогревателей	39
2.2. Типовые схемы регенерации турбоустановок 300 МВт	57
2.3. Перспективные схемы регенерации для отечественных турбоустановок	62
2.4. Схемы регенерации для турбоустановок К-500-130 и К-800-240	68
Глава третья. Проектирование и расчет смешивающих подогревателей	72
3.1. Описание конструкций	72
3.2. Расчет подогревателей струйно-барботажного типа	95
Тепловой расчет	95
Гидравлический расчет	103
Расчет массообмена	105
Расчет барботажной ступени смешения	107
Глава четвертая. Компоновка смешивающих подогревателей в машинном зале электростанции	109
4.1. Компоновка подогревателей при гравитационной схеме их включения	109
4.2. Компоновка подогревателей в схемах с перекачивающими насосами	119
4.3. Условия выбора и включения насосов КН2 в комбинированной системе регенерации	124

Виктор Федорович Ермолов
Владимир Андреевич Пермяков
Геннадий Иванович Ефимочкин
Валерий Львович Вербицкий

СМЕШИВАЮЩИЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Редактор В. Г. Борисов
Редактор издательства В. И. Митрофанова
Обложка художника В. Я. Батищева
Технический редактор В. В. Хапаева
Корректор М. Г. Гулина

ИБ № 1655

Сдано в набор 11.05.82	Подписано в печать 25.08.82	Т-14173
Формат 84×108 ¹ / ₃₂	Бумага типографскат № 2	Гарнитура литературная
Печать высокая	Усл. печ. л. 10,92	Усл.кр.-отт. 11,13 Уч.-пзд. л. 11,9
Тираж 4000 экз.	Заказ 130	Цена 60 к.

Энергониздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10